

Leo Vainio

KAASUN PAINETASON VAIKUTUS LEVYLÄMMÖNSIIRTIMEN TOIMINTAAN

Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta
Diplomityö
Lokakuu 2019

TIIVISTELMÄ

Leo Vainio: Kaasun painetason vaikutus levylämmönsiirtimen toimintaan
Diplomityö, 65 sivua
Tampereen yliopisto
Ympäristö- ja energiatekniikan DI-tutkinto-ohjelma
Lokakuu 2019

Tässä diplomityössä tutkittiin kaasun painetason vaikutusta levylämmönsiirtimen toimintaan, mitä tutkittiin syöttämällä lämmönsiirtimeen eri painetasoilla olevaa ilmaa. Työssä tutkittava lämmönsiirrin oli tyypiltään Vahterus Oy:n valmistama Plate&Shell-levylämmönsiirrin ja sen toimintaa tarkasteltiin lämmönsiirron ja painehäviön muutoksien kannalta. Työssä lämmönsiirron ja painehäviön suuruksia tarkasteltiin mittauksien, virtaussimulointien ja analyyttisten korrelaatioiden avulla. Näillä menetelmillä saadut tulokset esiteltiin painehäviön ja lämmönsiirron absoluuttisina suuruuksina ja dimensiotomassa muodossa Eulerin ja Nusseltin lukujen avulla.

Mittaukset suoritettiin kahdessa osassa. Aluksi lämmönsiirtimen toimintaa mitattiin, kun siihen syötettiin 6-9 barin absoluuttisessa paineessa olevaa ilmaa, jonka jälkeen lämmönsiirtimen toimintaa tutkittiin normaali-ilmanpaineessa. Paineilmatesteissä haluttu painetaso ja massavirta kehitettiin ruuvikompressorilla ja normaali-ilmanpainetta vastaavissa testeissä haluttu virtaus luotiin puhaltimella. Kaikki testit suoritettiin pakka- ja vaippapuolilla ja vasta- ja ristivirtakonfiguraatioita.

Työssä käytettävät virtausmallinnukset tehtiin 1, 6 ja 9 barin absoluuttisilla painetasoilla ja näissä käytettävät reunaehdot määriteltiin vastaamaan samoilla painetasoilla tehtyjä mittauksia. Työssä käytetyt virtausmallinnukset tehtiin vastavirtakonfiguraatiolle lämmönsiirtimen pakka- ja vaippapuolille ANSYS Fluent 19.1 ohjelmistolla. Tulosten verifiointi ja verkkoriippumattomuus tarkastelu on tärkeä osa virtauslaskentaa. Työssä verkkoriippumattomuutta tarkasteltiin 6 bar tapauksella kahdella eri laskentaverkon tiheydellä pakka- ja vaippapuolilla. Virtausmallit verifiointiin vertaamalla mallinnustuloksia mittauksiin. Työssä virtausmallinnuksien avulla pyrittiin erityisesti selvittämään sitä, että vaikuttaako painetason muuttuminen virtauksen ja lämpötilan jakautumiseen levyvälän sisällä, mitä tavanomaiset menetelmät eivät kykene ennustamaan.

Tärkeänä osana työtä oli löytää mahdolliset ilmiöt, joita tavanomaiset painehäviön ja lämmönsiirron korrelaatiot eivät kykene ennustamaan. Tämän takia mittauksia ja simulointeja verrattiin kahteen analyyttiseen korrelaatioon, mitkä muokattiin vastaamaan pyöreää lämmönsiirtolevyä. Korrelaatioissa käytetyt aineominaisuudet ja virtaustila määriteltiin vastaamaan tehtyjä mittauksia. Työssä käytetyt korrelaatiot eivät huomioineet virtauksessa tapahtuvaa painetason muutosta millään poikkeavalla tavalla. Työssä tutkitun teorian perusteella painetasosta johtuvat muutokset tulisivat esiin, jos korrelaatioiden, simulaatioiden ja mittauksien pohjalta lasketuissa Eulerin tai Nusseltin luvuissa tapahtuisi Reynoldsin luvuista riippumattomia muutoksia.

Avainsanat: levylämmönsiirrin, painehäviö, lämmönsiirto, painetaso, virtauslaskenta, korrelaatio, mittaus

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

ABSTRACT

Leo Vainio: The effect of gas pressure on the operation of a plate heat exchanger
Master of Science Thesis, 65 pages
Tampere University
Master's Degree Programme in Environmental and Energy Engineering
October 2019

In this master's thesis, the effect of the gas pressure level on operation of the heat exchanger was studied by feeding the heat exchanger with air in the various pressure levels. Heat exchanger used in the study was Plate&Shell heat exchanger made by Vahterus Oy and the operation was examined in the perspective of pressure drop and heat transfer. The magnitude of pressure drop and heat transfer rate was studied using measurements, fluid flow simulations, and analytical correlations. The results for the pressure drop and heat transfer were given in absolute sizes and dimensionless forms in Euler and Nusselts numbers.

The measurements were carry out in two parts. Firstly, the operation of the heat exchanger were measured when the pressurized air was fed in the exchanger in the 6-9 bar absolute pressures. After first series of measurements the operation of the heat exchanger were studied in the normal atmospheric pressure. The screw compressor was used to generate the mass flow and wanted pressure level in the tests considering the pressurized air. The tests using the normal atmospheric pressure level used fan to generate wanted fluid flow condition. All measurements were carry out both plate and shell side with counter and cross flow configurations.

Flow simulations used in the work were performed in the absolute pressure of 1, 6, and 9 bars. The boundary conditions were set to correspond measurements conducted in the same pressure levels. The flow simulations were performed for the counter flow configuration both shell and plate sides by ANSYS Fluent 19.1 CFD-code. Verification of the results and grid independence examination are important aspects of the CFD studies. Grid independence were studied at the 6 bar case with two grid densities on the both shell and plate sides. Verification of the simulations were done by comparing the results with the measurements. The main objective of CFD-simulations were to find out that does the change in the pressure level change distribution of fluid flow and temperature profile inside of the heat exchanger plates.

Crucial part of the work was to find possible phenomena, which conventional correlations for the pressure drop and heat transfer cannot predict. Therefore, measurements and simulations were compared with two analytical correlations, which were edited to correspond circular heat transfer plates. Material properties and fluid flow conditions of the air were set to correspond measurements. Correlations did not consider pressure level in any particular way. The theory studied in the thesis suggest that the deviant behavior of the gases, would become visible if Euler and Nusselt numbers based on the correlations, simulations, and measurements would have changes independent of Reynolds numbers.

Keywords: plate heat exchanger, pressure drop, heat transfer, pressure level, computational fluid dynamics, correlation, measurement

The originality of this thesis has been checked using the Turnitin OriginalityCheck service.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö tehtiin tammikuun 2019 ja syyskuun 2019 välisenä aikana Tampereen teknillisen yliopiston tukisäätiön myöntämällä apurahalla. Diplomityön aiheen sain Vahterus Oy:ltä.

Aluksi haluan kiittää yliopiston lehtori Seppo Syrjälää ja DI Niko Niemelää työn teoreettiseen taustaan liittyvien neuvojen antamisessa ja muuta Tampereen Yliopiston väkeä, jotka ovat auttaneet minua diplomityön tekemisessä. Lisäksi haluan kiittää DI Valtteri Haavistoa mielenkiintoisesta aiheesta, DI Jyrki Sonnista ja DI Kalle Vähätaloa hyvistä neuvoista ja kaikkia muita Vahterus Oy:n laatu- ja tuotekehitysosaston ihmisiä, jotka ovat auttaneet minua diplomityön tekemisessä.

Lisäksi haluan myös kiittää kaikkia niitä ihmisiä, jotka ovat olleet läsnä elämässäni yliopisto-opintojen aikana.

Lopuksi haluan kiittää perhettäni kaikesta tuesta opinnoissa kulunuiden vuosien ajalta.

Tampereella, 31.10.2019

Leo Vainio

SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO	1
2. KAASUN PAINETASON VAIKUTUS LEVYLÄMMÖNSIIRTIMIEN TOIMINTAAN ..	3
2.1 Lämmönsiirtimeen toiminta	3
2.2 Levylämmönsiirtimet	7
2.3 Paineen vaikutus kaasujen lämpötekniisiin ominaisuuksiin	9
2.4 Aikaisemmat tutkimukset aiheesta	13
2.5 Työssä käytettävän korrelaation esittely	18
3. VIRTAAUS- JA LÄMMÖNSIIRTOILMIÖIDEN MALLINTAMINEN	21
3.1 Virtauksen- ja lämmönsiirron hallitsevat yhtälöt	21
3.2 Turbulenssin mallintaminen	23
3.3 Rajakerrosilmiöt	26
3.4 $k - \omega$ - SST turbulenssimalli	27
4. MITTAUKSET JA SIMULAATIOT	29
4.1 Mittaukset	29
4.2 Mittaus- ja mallinnustapausten tiedot	33
4.3 Virtausmallinnukset	34
4.3.1 Mallinnusympäristö	35
4.3.2 Mallinnettavien tapausten tiedot	37
4.3.3 Verkkoriippumattomuustarkastelu	41
5. TULOKSET JA NIIDEN ANALYYSINTI	44
5.1 Kokeellisten mittausten tulokset	44
5.2 Mallinnetut painehäviöt ja lämmönsiirrot	47
5.3 Mallinnetut lämpötila- ja virtausjakaumat	48
5.4 Vertailu simulointien, mittausten ja korrelaatioiden välillä	55
6. YHTEENVETO	62
LÄHTEET	64

KUVALUETTELO

Kuva 1.	<i>Vastavirtalämmönsiirtimen toimintaperiaate (Incropera 2013)</i>	3
Kuva 2.	<i>Myötävirtakonfiguraation lämpötilajakauma (Incropera 2013)</i>	5
Kuva 3.	<i>Vastavirtakonfiguraation lämpötilajakauma (Incropera 2013)</i>	5
Kuva 4.	<i>Ristivirtakonfiguraation kaavio (Incropera 2013)</i>	6
Kuva 5.	<i>Vahterus Oy:n Plate&Shell-levylämmönsiirtimen rakenne</i>	8
Kuva 6.	<i>Tiivisteellisen levylämmönsiirtimen lämmönsiirtolevyn geometriset parametrit (Gesellschaft 2010)</i>	9
Kuva 7.	<i>Tiheyden ja termisen diffusiviteetin riippuvuus painetaosta</i>	11
Kuva 8.	<i>Painetason vaikutus ilman aineominaisuuksiin</i>	11
Kuva 9.	<i>Lämmönsiirtolevyllä havaitut virtauskuviot (Focke et al. 1985)</i>	14
Kuva 10.	<i>Lämmönsiirtolevyjen väliin muodostuu monimutkainen virtauskanava (a), joka koostuu yksittäisistä soluista (b) (Dović et al. 2009)</i>	15
Kuva 11.	<i>Yksittäisen lämmönsiirtosolun sisäisen virtauksen komponentit (Dović et al. 2009)</i>	16
Kuva 12.	<i>Energiakaskadin periaate (Pope 2000)</i>	23
Kuva 13.	<i>Virtauksen virtaviivat ja nopeusprofiili lähellä virtauksen irtoamispistettä (Kundu et al. 2012)</i>	27
Kuva 14.	<i>Turbulentin virtauksen rajakerroksen eri osien sijainnit (Kundu et al. 2012)</i>	27
Kuva 15.	<i>Mittauksissa käytetty kompressorijärjestelmä</i>	30
Kuva 16.	<i>Mittauksissa käytetty paine-erolähetin (vasemmalla) ja lämpötila-anturi (oikealla)</i>	31
Kuva 17.	<i>Mittauksissa käytetty tilavuusvirta-anturi</i>	31
Kuva 18.	<i>Vaippapuolen paineilmatesteissä käytettyä mittalaitteistoa</i>	33
Kuva 19.	<i>Mittauksien tulosten hyödyntäminen CFD-mallinnuksissa, analyttisissä korrelaatioissa ja tulosten analysoinnissa</i>	38
Kuva 20.	<i>Pakkapuolen simuloinneissa käytetyt reunaehdot</i>	39
Kuva 21.	<i>Vaippapuolen simulaatioiden reunaehdot</i>	40
Kuva 22.	<i>Verkkoriippuvuustarkastelussa käytetty geometria ja sen laskentaverkko</i>	42
Kuva 23.	<i>Painetason vaikutus painehäviöön (yllä) ja lämmönsiirtoon (alla). Absoluuttiset arvot (vasemmalla) ja dimensiottomat arvot (oikealla)</i>	45
Kuva 24.	<i>Puhallintesteissä mitatut painehäviöt (yllä) ja lämmönsiirto (alla). Absoluuttiset arvot (vasemmalla) ja dimensiottomat arvot (oikealla)</i>	46
Kuva 25.	<i>Virtauksen näkemä virtauskanavan poikkileikkaus keskiakselilla</i>	49
Kuva 26.	<i>Suhteellinen massavirranjakauma lämmönsiirtimen pakkapuolella (yllä) ja vaippapuolella (alla)</i>	50
Kuva 27.	<i>Suhteellinen lämpötilajakauma lämmönsiirtimen pakkapuolella (yllä) ja vaippapuolella (alla)</i>	50
Kuva 28.	<i>Pakkapuolen virtausjakaumat eri absoluuttisilla painetasoilla: 1 bar (vas.), 6 bar (oik.) ja 9 bar (alla)</i>	51
Kuva 29.	<i>Pakkapuolen lämpötilajakaumat eri absoluuttisilla painetasoilla: 1 bar (vas.), 6 bar (oik.) ja 9 bar (alla)</i>	52
Kuva 30.	<i>Vaippapuolen virtausjakaumat eri absoluuttisilla painetasoilla: 1 bar (vas.), 6 bar (oik.) ja 9 bar (alla)</i>	53
Kuva 31.	<i>Vaippapuolen lämpötilajakaumat eri absoluuttisilla painetasoilla: 1 bar (vas.), 6 bar (oik.) ja 9 bar (alla)</i>	54
Kuva 32.	<i>Vastavirtakonfiguraation vaippapuolen efektiivinen virtauskanava</i>	56

Kuva 33.	<i>Painehäviön vertailu vastavirtakonfiguraatiolla, mittausten CFD:n ja korrelaatioiden välillä</i>	<i>57</i>
Kuva 34.	<i>Painehäviön vertailu ristivirtakonfiguraatiolla, mittausten ja korrelaatioiden välillä.....</i>	<i>58</i>
Kuva 35.	<i>Lämmönsiirron vertailu vastavirtakonfiguraatiolla, mittausten CFD:n ja korrelaatioiden välillä.....</i>	<i>59</i>
Kuva 36.	<i>Lämmönsiirron vertailu ristivirtakonfiguraatiolla, mittausten ja korrelaatioiden välillä.....</i>	<i>60</i>

TAULUKKOLUETTELO

<i>Taulukko 1 Pakkapuolen simuloinneissa käytetyt reunaehdot.....</i>	<i>40</i>
<i>Taulukko 2 Vaippapuolen simulointien reunaehdot.....</i>	<i>41</i>
<i>Taulukko 3 Pakkapuolen verkkoriippuvuus 5,6 miljoonaa solua vs. 15,2 miljoonaa solua</i>	<i>43</i>
<i>Taulukko 4 Vaippapuolen verkkoriippuvuus 8,2 miljoonaa solua vs. 16,7 miljoonaa solua</i>	<i>43</i>
<i>Taulukko 5 Pakkapuolen simulaatiot ja näitä vastaavat mittaustulokset.....</i>	<i>47</i>
<i>Taulukko 6 Vaippapuolen simulaatiot ja näitä vastaavat mittaustulokset.....</i>	<i>48</i>

LYHENTEET JA MERKINNÄT

Lyhenteet

CAD	Tietokoneavusteinen suunnittelu (engl. Computer aided design)
CAES	Paineilman varastointi (engl. Compressed air energy storage)
CFD	Virtauslaskenta (engl. Computational fluid dynamics)
DNS	Suora numeerinen simulointi (engl. Direct numerical simulation)
FDM	Differenssimenetelmä (engl. Finite difference method)
FEM	Elementtimenetelmä (engl. Finite element method)
FVM	Tilavuusmenetelmä (engl. Finite volume method)
LES	Suurten pyörteiden simulointi (engl. Large eddy simulation)
LMTD	Logaritminen lämpötilaero (engl. Logarithmic mean temperature difference)
PSHE	Levy-vaippalämmönsiirrin (engl. Plate and shell heat exchanger)
RANS	Reynolds aikakeskiarvotus (engl. Reynolds average Navier-Stokes)
RSM	Reynoldsin jännitysmalli (engl. Reynolds stress model)
SIMPLE	Painekorjausalgoritmi (engl. Semi-implicit method for pressure linked equations)
SST	Leikkausjännityksen siirtomalli (engl. Shear stress transport)

Latinalaiset aakkoset

A	Lämmönsiirtopinta-ala [m^2]
A_p	Ympyrän pinta-ala [m^2]
A_c	Virtauskanavan poikkipinta-ala [m^2]
B	Dović korrelaation dimensioton kerroin [-]
B_p	Lämmönsiirtolevyn leveys [m]
C	Dović korrelaation dimensioton kerroin [-]
C_1	Dović korrelaation dimensioton kerroin [-]
D_p	Lämmönsiirtolevyn halkaisija [m]
G	Tuottotermi
j_H	Colburnin j-tekijä [-]
L	Karakteristinen pituus [m]
L_p	Lämmönsiirtolevyn pituus [m]
Nu	Nusseltin luku [-]
P	Paine [Pa]
Pr	Prandtin luku [-]
Q	Lämpöteho [W]
R	Kaasuvakio [$\text{J/K}\cdot\text{mol}$]
R_f	Likaantumisvastus [$\text{m}^2\cdot\text{K/W}$]
Re	Reynoldsin luku [-]
S	Lähdetermi
St	Stantonin luku [-]
T	Lämpötila [K]
\bar{T}	Lämpötilan heilahduskomponentti [K]
\bar{T}	Aikakeskiarvotettu Lämpötila [K]
ΔT_m	Logaritminen lämpötilaero [K]
U	Kokonaislämmönsiirtokerroin [$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$]
\mathbf{U}	Materiaaliderivaatan muuttuja
U_i	Keskimääräinen virtausnopeuden i-komponentti [m/s]
U^+	Virtauksen dimensioton nopeus [-]
V	Tilavuus [m^3]
W_p	Virtauskanavan leveys [m]
X	Aaltokuvion amplitudin ja aallonpituuden suhde [-]

Y	Dissipaatiotermi
\hat{a}	Aaltokuvion amplitudi [m]
b	Aaltokuvion syvyys [m]
c_p	Ominaislämpökapasiteetti, kylmäpuoli [J/kg·K]
d_h	Hydraulinen halkaisija [m]
dp	Painehäviö [Pa]
e	Fluidin sisäenergia [J]
f	Fanningin kitkakerroin [-]
\mathbf{f}	Tilavuusvoima [m ² /s]
h	Konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [W/m ² K]
j_H	Colburnin j-tekijä [-]
k	Turbulenssin kineettinen energia [m ² /s ²]
k_f	Fluidin lämmönjohtavuus [W/K·m]
k_w	Seinämän lämmönjohtavuus [W/K·m]
l	Aaltokuvion aallonpituus [m]
l_w	Seinämän paksuus [m]
m	Massa [kg]
\dot{m}	Massavirta [kg/s]
p	Paine [Pa]
\bar{p}	Aikakeskiarvotettu paine [Pa]
q_i	Lämpövuon i-komponentti [W/m ²]
r	Ympyrän säde [m]
t	Aika [s]
u	Keskimääräinen virtausnopeus [m/s]
u_i	Virtausnopeuden i-koordinaatti [m/s]
u_i'	Virtausnopeuden heilahduskomponentti i-koordinaatti [m/s]
\bar{u}_i	Aikakeskiarvotettu virtausnopeuden i-komponentti [m/s]
u_j	Virtausnopeuden j-koordinaatti [m/s]
u_j'	Virtausnopeuden heilahduskomponentti j-koordinaatti [m/s]
v	Virtausnopeus y-komponentti [m/s]
w	Virtausnopeus z-komponentti [m/s]
x	Aaltokuvion amplitudin ja aallonpituuden suhde [-]
x_i	Paikan i-koordinaatti [m]
x_j	Paikan j-koordinaatti [m]
y^+	Dimensioton etäisyys seinämästä [-]

Kreikkalaiset aakkoset

Γ	Efektiiviset diffusiviteetit [Pa·s]
Φ	Pinta-alan suurennuskerroin [-]
ϕ	Virtauksen muuttuvan ominaisuuden keskiarvokomponentti
$\bar{\phi}$	Turbulentti kokonaisdissipaatio
α	Terminen diffusiviteetti
β	Avauskulma [°]
γ	Isentrooppivakio [-]
δ_{ij}	Kroneckerin delta [-]
ε	Turbulenssin kineettisen energian dissipaatio [m ² /s ²]
μ	Dynaaminen viskositeetti [Pa·s]
μ_T	Turbulentti viskositeetti [Pa·s]
ν	Kinemaattinen viskositeetti [m ² /s]
ξ	Darcyn kitkakerroin [-]
ρ	Tiheys [kg/m ³]
τ_{ij}	Viskoosi jännitystensori [N/m ²]

τ_t	Turbulentti jännitystensori [N/m ²]
φ	Virtauksen muuttuva ominaisuus
φ'	Virtauksen muuttuvan ominaisuuden heilahduskomponentti
ω	Ominaisdissipaatio [s ⁻¹]

Alaindeksit

ω	Ominaisdissipaatio
1	Alkutila
2	Lopputila
<i>air</i>	Ilmalle (engl. air)
<i>c</i>	Kylmäpuoli (engl. Cold)
<i>center</i>	Keskiviivalla
<i>ch</i>	Virtauskanava (engl. channel)
<i>crit</i>	Kriittinen (engl. Critical)
<i>h</i>	Kuumapuoli (engl. Hot)
<i>i</i>	Sisään (engl. In)
<i>k</i>	Turbulenssin kineettinen energia
<i>o</i>	Ulos (engl. Out)
<i>sine</i>	Sinimuotoiselle kanavalle
<i>w</i>	Wall (engl. Wall)
<i>water</i>	Vesi (engl. water)

1. JOHDANTO

Ihmisen toiminnasta johtuvan ilmastomuutoksen hillitseminen vaatii suuria muutoksia energiankäytössä eri yhteiskunnan osa-alueilla. Energiankäytöstä johtuvien kasvihuonekaasupäästöjen vähentäminen vaatii esimerkiksi hiilidioksidivapaiden energiamuotojen käytön lisäämistä, energiatehokkuuden parantamista ja näiden teknologioiden kehittämistä nykyisestä.

Yksi käyttökohde korkeapaineisten kaasujen lämmönsiirrolle liittyy teollisten prosessien energiatehokkuuden parantamiseen ja uusien prosessien kehittämiseen (Keil 2018). Toinen mielenkiintoinen käyttökohde korkeapaineisten kaasujen lämmönsiirrolle on paineilman varastoiminen (CAES). CAES on energianvarastointi menetelmä, jossa uusiutuvalla energialla tuotetulla sähköllä luodaan paineilmaa varastoon, kun sähköntuotanto ylittää kulutuksen. Tätä varastoa purkamalla voidaan tuottaa sähköä, kun sähkön kysyntä ylittää uusiutuvista energialähteistä saatavan energiantuotannon (Amirante et al. 2017). Lämmönsiirtimet ovat tärkeässä roolissa, koska niiden avulla paineistettavasta ilmasta otetaan lämpöä talteen ennen varastoimista. Varastoa purettaessa korkeapaineista ilmaa joudutaan lämmittämään uudestaan (Facci et al. 2015).

Tässä diplomityössä tutkitaan kaasun lämmönsiirtoa ja painehäviötä Plate&Shell-levylämmönsiirtimessä, kun ilman painetasoa muutetaan. Työssä painehäviön ja lämmönsiirron muutosten tutkimuksessa käytettiin kokeellisia mittauksia, virtaussimulointeja (CFD) ja teoreettisia korrelaatioita. Erityisesti työssä pyrittiin selvittämään tapahtuuko kaasun käyttäytymisessä muutoksia, joita kaasujen lämmönsiirtoa ja painehäviötä kuvaavat tavanomaiset korrelaatiot eivät huomioi (Incropera 2013).

Plate&Shell-levylämmönsiirrin (PSHE) on hitsattu levylämmönsiirrin, joten se on vankarakenteinen ja se kestää korkeita operointipaineita. Tästä syystä työssä tutkittava lämmönsiirrintyyppi soveltuu hyvin korkeapaineisille kaasuille ja levylämmönsiirtimenä se on kompakti, minkä ansiosta sen lämmönsiirtoteho suhteessa kokoon on korkea. (Zohuri 2017)

Työn 2. luvun tarkoituksena on antaa lukijalle perustiedot kaasujen lämmönsiirrosta ja painehäviöstä, esitellä levylämmönsiirtimen toimintaa ja kertoa lyhyesti työssä tutkitavan Vahterus Oy:n valmistaman Shell and Plate-levylämmönsiirtimen (PSHE) erityispiirteet ja esitellä sitä, miten kaasujen aineominaisuudet muuttuvat painetason kasvaessa. Lopuksi luvussa käydään läpi viimeaikaisia tutkimuksia koskien levylämmönsiirtimiä ja

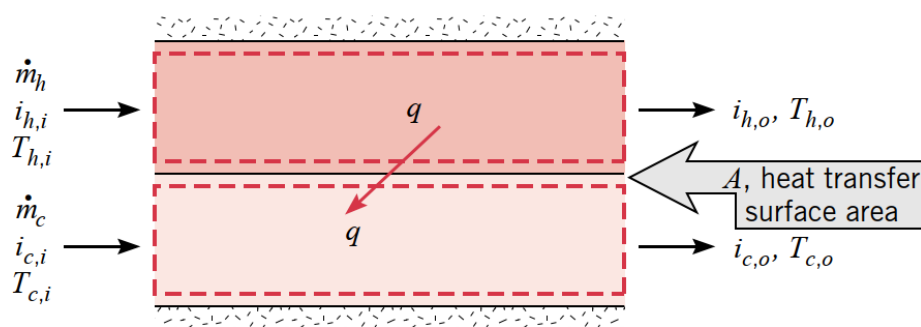
korkeapaineisten kaasujen lämmönsiirtoa ja esitellään työssä käytettävät teoreettiset korrelaatiot. Työn luvussa 3 käydään läpi virtauslaskennan takana olevaa teoriaa, sitä, miten tämä pitää huomioida työssä tehtävissä virtausmallinnuksissa ja esiteltiin diplomityössä käytettävät turbulenssimallit ja niiden ominaisuudet. Työn 4. luku jakautuu kahteen osaan. Ensimmäisessä osassa esitellään lämmönsiirtimen mittauksissa käytettyä mittaussympäristöä ja mittalaitteistoa. Työn mittaukset suoritettiin Vahterus Oy:n tiloissa. Luvun toisessa osassa esitellään työssä tehtyjen CFD-mallinnuksien käyttämät laskentaverkot, reunaehdot, käytetyt numeeriset menetelmät ja tutkittiin tehtyjen virtausmallinnuksien verkkoriippuvuutta. Työn 5. luvussa analysoidaan mittauksista, mallinnuksista ja teoreettisista korrelaatioista saatuja tuloksia. Luvun aluksi käydään läpi mittauksista ja CFD-mallinnuksista saadut tulokset. Seuraavaksi luvussa tutkitaan simuloinneista saatuja nopeus- ja lämpötilajakaumia. Luvun lopuksi vertaillaan mittauksien, mallinnuksien ja korrelaatioiden antamia tuloksia keskenään.

2. KAASUN PAINETASON VAIKUTUS LEVYLÄMMÖNSIIRTIMIEN TOIMINTAAN

Luvussa käydään lyhyesti läpi sitä, kuinka kuivan kaasun painetaso ja lämpötila vaikuttavat sen aineominaisuuksiin ja miten nämä muutokset voivat näkyä levylämmönsiirtimen lämmönsiirrossa ja painehäviössä. Aineominaisuuksia tutkitaan käyttäen esimerkkinä kuivaa ilmaa, koska sitä tutkittiin työn kokeellisessa osassa. Tämän jälkeen käydään lyhyesti läpi tutkimuksia, joissa on tutkittu levylämmönsiirtimien toimintaa ja kaasujen painetasen vaikutuksia eri tyyppisten lämmönsiirtimien operointiin. Luvun lopussa esitellään tulosten vertailussa käytetty korrelaatio.

2.1 Lämmönsiirtimen toiminta

Lämmönsiirtimet ovat tärkeitä prosessiteollisuuden laitteita, joita käytetään lämmön siirtämiseen kahden eri fluidin välillä, siten etteivät virtaukset sekoitu keskenään (Kuva 1). Lämmönsiirto on ilmiö, missä lämpöenergiaa siirtyy korkeammasta lämpötilasta kylmempään konvektiolla, johtumalla ja säteilemällä. Näistä säteilylämmönsiirron vaikutus voidaan jättää huomioimatta työn kohteena olevan levylämmönsiirtimen tapauksessa, koska lämmönsiirtimen lämpötilataso oli varsin alhainen. Johtuminen tarkoittaa atomien ja molekyylien liikkeestä johtuvaa lämmönsiirtoa, missä lämpö siirtyy atomien ja molekyylien törmäyksistä johtuen. Konvektio tarkoittaa fluidin lämmönsiirtoa, missä lämpö siirtyy diffuusiona ja advektiona fluidin virtauksen mukana. (Incropera 2013)



Kuva 1. Vastavirtalämmönsiirtimen toimintaperiaate (Incropera 2013)

Lämmönsiirtimen teho ilmoitetaan yleensä kylmä- ja kuumapuolen energiataseiden avulla

$$Q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}), \quad (1)$$

$$Q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}), \quad (2)$$

joissa Q on lämmönsiirtimen lämmönsiirtoteho, \dot{m}_h ja \dot{m}_c ovat kuuma- ja kylmäpuolien massavirrat, $c_{p,h}$ ja $c_{p,c}$ ovat kuuma- ja kylmäpuolien ominaislämpökapasiteetit, $T_{h,i}$ ja $T_{c,i}$ ovat kuuma- ja kylmäpuolien lämpötilat sisäänmenossa ja $T_{h,o}$ ja $T_{c,o}$ ovat kuuma- ja kylmäpuolien lämpötilat ulostulossa. Tämä lämpövirta on yhtä suuri, kuin levylämmönsiirtimen lämmönsiirtolevyjen pinnan läpi kulkeva konvektiivinen lämpövirta, mikä voidaan ilmaista Newtonin jäähtymislain avulla. Lämmönsiirtimille sovellettuna laissa käytetään lämpötilaeron tilalla logaritmista lämpötilaeroa

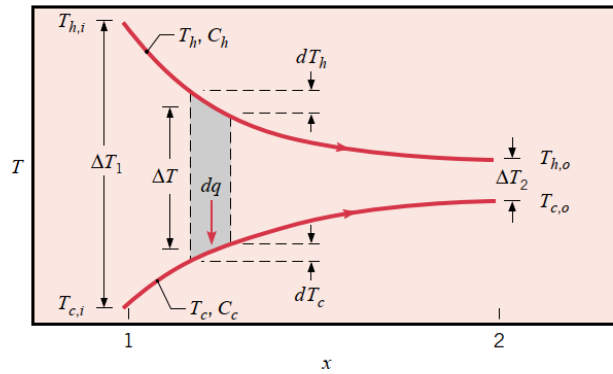
$$Q = UA\Delta T_m, \quad (3)$$

jossa ΔT_m on logaritminen keskilämpötilaero (LMTD), A on lämmönsiirtimen lämmönsiirtopinta-ala ja U on kokonaislämmönsiirtokerroin kahden eri fluidin välillä. Logaritminen lämpötilaero yleensä ilmaistaan sisäänmenevien ja ulostulevien virtausten lämpötilojen avulla, mutta se voidaan myös ilmaista lämmönsiirtopintojen lämpötilojen avulla (Serth & Lestina 2014). Logaritmisen keskilämpötilan määritelmä riippuu lämmönsiirtimessä käytettävästä virtauskonfiguraatiosta, jonka takia sille ei löydy yksiselitteistä määritelmää. Virtauskonfiguraatioiden perustapaukset lämmönsiirtimille ovat myötä-, vasta- ja ristivirta ja muuttamalla lämmönsiirtimessä olevien läpimenojen määrää saadaan perustapausten pohjalta muodostettua suuri määrä muita konfiguraatioita (Incropera 2013).

Myötävirtakonfiguraatiossa lämmönsiirtimessä olevat kylmä- ja kuumapuolien virtaukset ovat samansuuntaisia ja nämä virtaukset saapuvat lämmönsiirtimeen samasta kohdasta ja poistuvat siirtimestä samasta kohdasta, minkä vuoksi niiden lämpötilat eivät saavuta toisiaan (Kuva 2). Logaritminen keskilämpötilaero voidaan kirjoittaa sisääntulevien ja ulosmenevien lämpötilojen avulla

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln((T_{h,i} - T_{c,i}) / (T_{h,o} - T_{c,o}))}, \quad (4)$$

jossa lämpötilat $T_{h,i}$, $T_{h,o}$, $T_{c,i}$ ja $T_{c,o}$ ovat fluidivirtausten lämpötilat sisääntulossa ja ulosmenossa. Kuvassa 2 on esitetty myötävirtalämmönsiirtimen lämpötilajakauma, mihin on merkitty myötävirtakonfiguraation lämpötilat ja lämmönsiirron suunta.

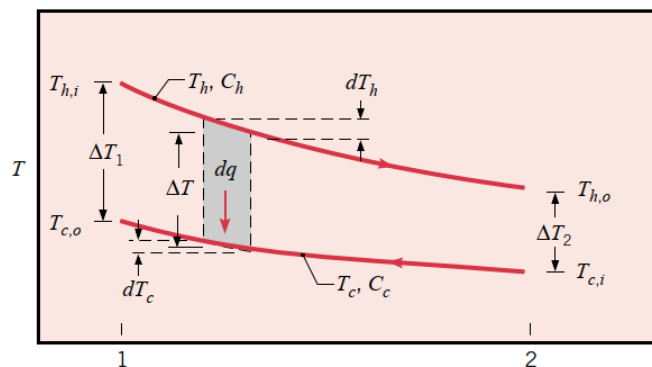


Kuva 2. Myötavirtakonfiguraation lämpötilajakauma (Incropera 2013)

Vastavirtakonfiguraatiossa virtaukset kulkevat vastakkaisiin suuntiin, siten että kuuma- puolenvirtaus poistuu samasta kohdasta, mistä kylmäpuolen virtaus tulee sisään. Vastaavasti kylmäpuolen virtaus tulee ulos samassa kohdassa missä kuumapuolen virtaus tulee sisään. Tämä mahdollistaa sen, että konfiguraatiossa kylmäpuolen ulostulolämpötila on korkeampi, kuin kuumapuolen ulostulolämpötila (Kuva 3). Vastavirtakonfiguraation logaritmiselle lämpötilaerolle pätee

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln((T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i}))} \quad (5)$$

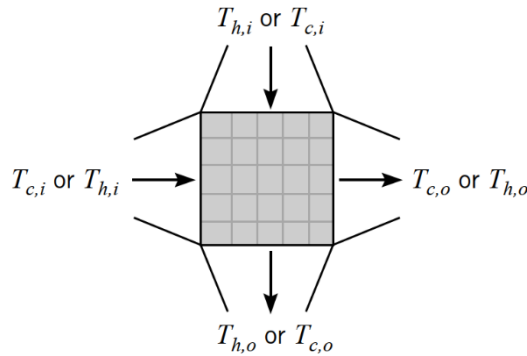
jossa esiintyvät lämpötilat voidaan lukea vastavirtalämmönsiirtimen lämpötilajakauman kuvaajasta. (Incropera 2013)



Kuva 3. Vastavirtakonfiguraation lämpötilajakauma (Incropera 2013)

Ristivirtalämmönsiirtimessä kuuma- ja kylmäpuolen fluidivirtaukset kulkevat kohtisuoraan toistensa läpi. Ristivirtalämmönsiirtimet jaetaan sekoittaviin tai sekoittamattomiin riippuen siitä muuttuuko virtauksen lämpötila ainoastaan päävirtaussuunnan mukaan vai onko virtauksen lämpötilanvaihtelu kaksiulotteista (Kuva 4). Ristivirtalämmönsiirtimelle ei voida suoraan hyödyntää logaritmistä keskilämpötilaeroa lämmönsiirtotehon laskennassa, mutta näiden määritelmiä voidaan muokata tilanteelle sopivaksi. Tällöin edellä

näytettyjä logaritmisten lämpötilaerojen määritelmiä voidaan myös hyödyntää ristivirtalämmönsiirtimelle. (Incropera 2013)



Kuva 4. Ristivirtakonfiguraation kaavio (Incropera 2013)

Kokonaislämmönsiirtokerroin määritellään kahden fluidin välisen kokonaislämmönvaihduksen avulla, mikä muodostuu lämmönsiirtolevyjen johtumisvastuksesta ja likakerrosten johtumisvastuksista ja lämmönsiirtopintojen konvektiovastuksista

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{l_w}{k_w} + \frac{1}{h_h} + R_{f,h} + R_{f,c}, \quad (6)$$

jossa l_w on seinämän paksuus ja k_w seinämän materiaalin lämmönsiirtokerroin, h_h ja h_c ovat kuuma- ja kylmäpuolien konvektiiviset lämmönsiirtokertoimet (Incropera 2013). Viimeiset termit $R_{f,h}$ ja $R_{f,c}$ kuvaavat lämmönsiirtimen likaantumisen johtuvaa lämpövastusta (Wang et al. 2007).

Kirjallisuudessa konvektiivinen lämmönsiirtokerroin h ilmaistaan usein, joko Nusseltin luvun tai Colburnin j-tekijän avulla. Nusseltin luku on dimensioton luku, joka on yhtä suuri kuin dimensioton pinnan dimensioton lämpötilagradientti

$$Nu = \frac{hL}{k_f}, \quad (7)$$

jossa L on tapauskohtainen karakteristinen pituus, k_f on fluidin lämmönjohtavuus ja h on pinnan konvektiivinen lämmönsiirtokerroin. Colburnin j-tekijä on niin ikään samankaltainen korrelaatio, kuin Nusseltin luku

$$j_H = StPr^{1/3}, \quad (8)$$

jossa j_H on Colburnin j-tekijä, Pr merkitsee Prandtlin lukua ja St Stantonin lukua. Prandtlin luku on fluidin aineominaisuuksiin perustuva dimensioton luku, joka kertoo fluidin liikkemäärän ja termisen diffuusion suhteen rajakerroksessa

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\rho}, \quad (9)$$

jossa μ on fluidin dynaaminen viskositeetti ja ρ kuvaa fluidin tiheyttä. Stantonin lukua kutsutaan kirjallisuudessa muokatuksi Nusseltin luvuksi, koska se niin ikään esittää yhteyden dimensiottoman luvun ja konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen välille

$$St = \frac{h}{\rho u c_p}, \quad (10)$$

jossa u on keskimääräinen virtausnopeus.

2.2 Levylämmönsiirtimet

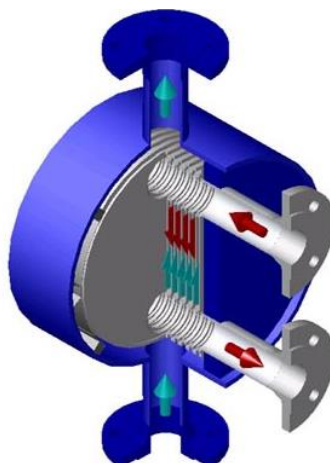
Alun perin levylämmönsiirtimiä kehitettiin 1800-luvun ja 1900-luvun alun aikana meijerteollisuuden tarpeisiin, joissa niiden ensimmäisenä käyttökohteena oli maidon pastörointi, jossa lämmönsiirtimen tehokkuus ja helppo puhdistettavuus olivat tärkeimmät ominaisuudet. Näiden vaatimusten täyttämiseksi kehitettiin ensimmäiset tiivisteelliset levylämmönsiirtimet, jotka rakennetaan useista ohuista metallilevyistä, joiden välissä on tiivistettä, minkä tarkoituksena on estää mahdolliset vuodot ja virtausten sekoittuminen. Tiivisteellisessä levylämmönsiirtimessä olevan tangon tarkoituksena on varmistaa, että lämmönsiirtilevyt ovat keskenään linjassa ja reunoilla olevien kehyslevyt puristetaan ruuveilla lämmönsiirtilevyihin kiinni siten, että rakenne pysyy tiukasti kasassa. (Wang et al. 2007)

Tämän rakenteen ansiosta levylämmönsiirtimillä saavutetaan huomattavia etuja verrattuna perinteisiin vaippa-putkilämmönsiirtimiin, joita ovat tehokkaampi lämmönsiirto, pienempi koko ja mahdollisuus purkamiseen, mikä helpottaa huoltamista. Tiivisteellisten levylämmönsiirtimien suurimmat heikkoudet ovat se, etteivät ne kestä korkeita paineita tai lämpötiloja tai syövyttäviä nesteitä. Näiden heikkouksien takia on kehitetty useita muita levylämmönsiirrintyyppejä, jotka mahdollistavat levylämmönsiirtimen rakenteeseen liittyvien etujen hyödyntämisen myös vaativissa toimintaympäristöissä. (Wang et al. 2007)

Yksi tapa nostaa levylämmönsiirtimen operointipainetta- ja lämpötilaa on tiivisteiden ja puristuksen sijasta juottaa lämmönsiirtilevyt yhteen, jolloin lämmönsiirtimen rakenne pysyy tiiviinä suuremmalla lämpötila- ja painealueella. Juotettujen lämmönsiirtimien ongelmana on kuitenkin se, että niiden purkaminen on käytännössä mahdotonta ja juotosprosessi rajoittaa niiden kokoa (Zohuri 2017).

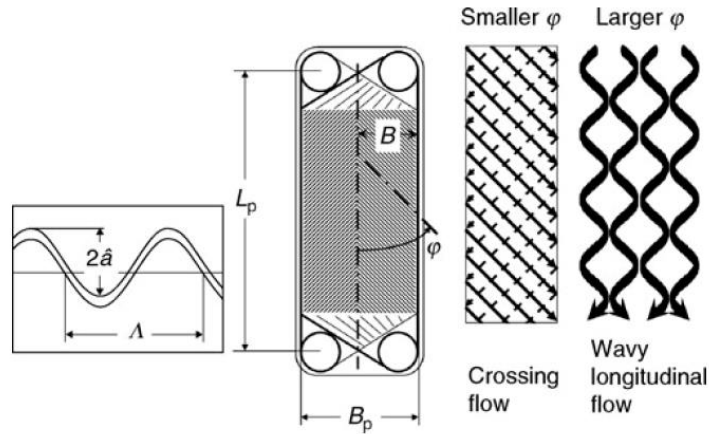
Työssä tutkittava lämmönsiirrin on tyypiltään Plate&Shell-levylämmönsiirrin (PSHE), joka on täysin hitsattu levylämmönsiirrin. PSHE:ssa käytetään pyöreitä lämmönsiirtilevyjä, jotka hitsataan yhteen, jolloin lämmönsiirtimen rakenne pysyy tiiviinä suurella lämpötila- ja painealueella. Hitsaaminen myös sallii rakenteen lämpölaajenemisen, jonka takia tämä sopii käyttökohteisiin, joissa on läsnä nopeita ja paineen lämpötilan muutoksia.

Hitsaamisen jälkeen levypakka asennetaan teräksestä valmistetun paineastian sisälle, mitä kutsutaan lämmönsiirtimen vaipaksi (Wang et al. 2007). Kuvassa 5 on havainnollistettu virtauksen kulkeminen vastavirtakonfiguraatiolla toimivan lämmönsiirtimen sisällä, mihin pakkapuolen virtaus on värjätty punaisella ja vaippapuolen virtaus merkitty sinisellä värillä.



Kuva 5. Vahterus Oy:n Plate&Shell-levylämmönsiirtimen rakenne.

Hyvin tärkeä levylämmönsiirtimien lämpötekniisiin ominaisuuksiin vaikuttava tekijä on lämmönsiirtolevyissä käytettävä aaltokuviointi, jonka avulla voidaan tehostaa lämmönsiirtoa ja pienentämään siirtimissä esiintyvää likaantumista. Nykyisin valtaosassa lämmönsiirtolevyjä hyödynnetään kalanruotokuviota, minkä tunnistettavin piirre on levyn aaltokuvioiden asettuminen toisiansa vasten, jolloin ne muodostavat kalan kylkiruotoja muistuttavan kuvioinnin. Kuvassa 6 on esimerkki lämmönsiirtolevyssä käytettävästä kalanruotokuvioinnista. Kalanruotokuviointi saa virtauksen rajakerrokset häiriintymään ja muuttumaan turbulentiksi. Tämän seurauksena virtauksen lämmönsiirto tehostuu ja virtauksen pyörteisyys lisääntyy, joka pienentää likaantumista. Tämän lisäksi kalanruotokuviointi kasvattaa lämmönsiirtimen efektiivistä pinta-alaa, joka kasvattaa lämmönsiirto-
tehoa. Lämmönsiirtimessä käytettävän kuvioinnin valinta on kuitenkin kompromissi eri tekijöiden välillä, esimerkiksi samat tekijät, jotka pienentävät likaantumista kasvattavat lämmönsiirtimen painehäviötä. Työssä tutkitussa PSHE lämmönsiirtimessä haluttu kuviointi saadaan aikaiseksi asettamalla kaksi suoran aaltokuvion omaavaa lämmönsiirtolevyä toisiansa vastaan ja kääntämällä näitä, jolloin nämä muodostavat halutun kalanruotoa muistuttavan kuvioinnin. (Wang et al. 2007)



Kuva 6. Tiivisteellisen levylämmönsiirtimen lämmönsiirtolevyn geometriset parametrit (Gesellschaft 2010)

Lämmönsiirtolevyjen tärkeimpinä geometrisina parametreina voidaan pitää kalanruotokuvion avauskulmaa, aaltokuvion aallonpituutta ja amplitudia. Yllä näkyvässä kuvassa avauskulma merkitään kreikkalaisella kirjaimella ϕ , amplitudia \hat{a} ja aallonpituutta kreikkalaisella kirjaimella Λ , jota työssä merkitään L :llä. Nämä parametrit ovat tärkeässä roolissa lämmönsiirtimen painehäviön ja lämmönsiirtotehon laskemisessa. Yllä olevilla geometrisilla parametreilla on merkittävä vaikutus lämmönsiirtimen virtausjakaumaan ja likaantumiseen (Wang et al. 2007).

2.3 Paineen vaikutus kaasujen lämpötekniisiin ominaisuuksiin

Yleisesti käytössä oleva tapa mallintaa kaasujen ominaisuuksia on olettaa ne ideaalikaasuiksi, koska ideaalikaasujen aineominaisuuksien riippuvuudet painetasosta ja lämpötilasta on helppo kuvata. Työssä tutkittava ilma on hyvä esimerkki ideaalikaasusta. Kaasua voidaan käsitellä ideaalikaasuna, jos sen painetaso ja lämpötila täyttävät seuraavat ehdot: ideaalikaasun lämpötilan on oltava selvästi kaasun kriittistä lämpötilaa korkeampi ja painetason on oltava selvästi kriittistä painetta matalampi (Struchtrup 2014).

Kriittisen lämpötilan ja paineen suuruudet riippuvat aineesta ja ilmalle nämä ovat

$$T_{crit} = 132,5 \text{ K}, \quad (11)$$

$$P_{crit} = 3,77 \text{ MPa}, \quad (12)$$

jossa T_{crit} . ja P_{crit} . ovat kriittinen lämpötila ja paine. Työssä käytettävän ilman lämpötila on vähintään huoneenlämpöistä ja sen painetaso vaihtelee 1 ja 10 barin välillä. Työssä tutkitut lämpötilat ovat selvästi kriittistä lämpötilaa korkeampia ja painetaso selvästi kriittistä painetta matalampia, minkä takia työssä tutkittavaa ilmaa voidaan käsitellä ideaalikaasuna. (Çengel & Boles 2011)

Lämpötilan vaikutus kuivien kaasujen aineominaisuuksiin, kuten lämmönjohtavuuteen, viskositeettiin ja ominaislämpökapasiteettiin on hyvin tunnettua ja kirjallisuudesta löytyy runsaasti taulukoita eri kaasujen aineominaisuuksista lämpötilan funktiona (Mills 1999). Painetason vaikutuksesta kuivien kaasujen aineominaisuuksiin löytyy huomattavasti vähemmän mainintoja kirjallisuudesta. Tämä johtunee siitä, että tiheyttä lukuun ottamatta aineominaisuuksien riippuvuus painetasosta on lämpötilaa huomattavasti heikompi (Gesellschaft 2010). Kirjallisuudesta löydettiin taulukoita ilman aineominaisuuksille painetason funktiona, mistä havaittiin painetason vaikuttavan nostavasti ilman ominaislämpökapasiteettiin, lämmönjohtavuuteen ja dynaamiseen viskositeettiin. Nämä taas vaikuttavat nostavasti ilman Prandtin lukuun. Ideaalikaasun tilayhtälöstä voidaan nähdä, että kaasun tiheys on suoraan verrannollinen kaasun painetasoon. Määritelmistä nähdään, että terminen diffusiviteetti ja kinemaattinen viskositeetti ovat kääntäen verrannollisia kaasun tiheyteen

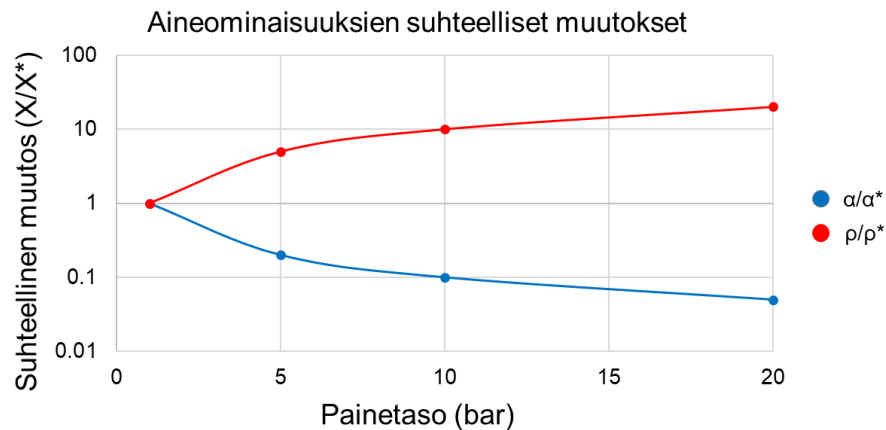
$$\rho(p, T) = \frac{m}{V} = \frac{p}{RT}, \quad (13)$$

$$\alpha = \frac{k_f}{\rho c_p}, \quad (14)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (15)$$

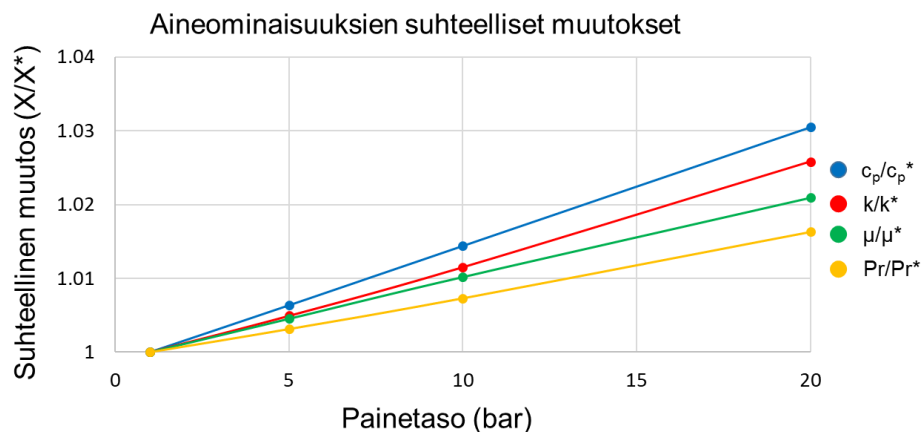
missä R on kaasuvakio, α on terminen diffusiviteetti ja ν on fluidin kinemaattiseen viskositeetti (Çengel & Boles 2011). VDI Heat Atlaksesta löytyvät kattavat tiedot kuivan ilman aineominaisuuksille eri painetasoissa ja lämpötiloissa, minkä avulla voitiin havainnollistaa painetason vaikutus kuivailman aineominaisuuksiin (Kuvat 7-8). Kuvaajissa aineominaisuudet annettiin yksikössä X/X^* , jossa X on aineominaisuuden arvo mielivaltaisessa paineessa ja X^* on saman aineominaisuuden arvo alkupaineessa 1 bar. (Gesellschaft 2010)

Kuvassa 7 on havainnollistettu kuivan ilman tiheyden ja termisen diffusiviteetin suhteelliset muutokset, kun kaasun painetaso nousee 1 barista 20 bariin, samalla kun kaasun lämpötila on vakio 25 °C. Kuvaajasta voidaan havaita kummankin aineominaisuuden muuttuvan lineaarisesti painetason kasvaessa. Muutos jatkuu samanlaisena 100 bariin asti, jonka jälkeen aineominaisuuksien arvot eivät ole suoraan verrannollisia painetasoon nähden. Kuvaajassa aineominaisuudet on piirretty vain 20 bar asti, koska työssä koska käsiteltävät painetasot ovat alle 10 bar (Gesellschaft 2010).



Kuva 7. Tiheyden ja termisen diffusiviteetin riippuvuus painetaosta

Kuvassa 8 on esitetty lämpökapasiteetin, lämmönjohtavuuden, viskositeetin ja Prandtin luvun muutokset paineen funktiona. Kuvaajista huomataan paineen vaikutuksen olevan näihin aineominaisuuksiin olevan huomattavasti heikompi, kuin tiheyteen ja tästä riippuvaiin aineominaisuuksiin (Kuva 7). Kuvasta 8 voidaan nähdä, että edellä mainittujen aineominaisuudet ovat lineaarisesti painetasosta riippuvaisia ja tämä riippuvuus on kaikkien aineominaisuuksien kohdalla samaa suuruusluokkaa. Vertaamalla suhteellista muutosta 1 ja 10 barin välillä, niin huomataan sen olevan vain prosentin kokoluokkaa, joka on äärimmäisen pieni verrattuna tiheyden muutokseen, joka on kasvaa samalla painevälillä lähes kymmenkertaiseksi.



Kuva 8. Painetason vaikutus ilman aineominaisuuksiin

Kuvaajien pohjalta voidaan sanoa, etteivät kaasujen aineominaisuudet tiheyttä lukuun ottamatta juurikaan riipu paineesta. Tämän pohjalta voidaan olettaa työssä löydettyjen tuloksien riippuvan, enimmäkseen siitä, kuinka tiheyden muutos muuttaa ilman käyttäytymistä lämmönsiirtimessä. Yllä olevat kuvaajat eivät kuitenkaan kerro siitä, miten kuivan ilman painetaso vaikuttaa nopeusjakaumaan ja virtauskuvioon lämmönsiirtimen sisällä, jolla voi olla merkittävä vaikutus lämmönsiirtimen toimintaan (Rao & Das 2004).

Tärkein virtauksen käyttäytymistä kuvaava dimensioton luku on Reynoldsin luku

$$Re = \frac{ud_h}{\nu} = \frac{ud_h\rho}{\mu} = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} \frac{d_h\rho}{\mu} = \frac{\dot{m} d_h}{A_c \mu}, \quad (16)$$

josta voidaan havaita, että massavirran \dot{m} pysyessä vakiona Reynoldsin luku riippuu ainoastaan virtauskanavan hydraulisesta halkaisijasta d_h , pinta-alasta A_c ja fluidin viskositeetista μ . Kuvasta 8 voidaan havaita viskositeetin pysyvän lähestulkoon vakiona eri painetasoilla, minkä seurauksena Reynoldsin luvun voidaan olettaa pysyvän vakiona riippumatta painetasosta. (Kundu et al. 2012)

Lämmönsiirtotilanteen Nusseltin luku ilmaistaan yleensä Reynoldsin luvun ja Prandtlin luvun yhtälönä, joidenka riippuvuus painetasosta on heikkoa, mikä osoitettiin kaavassa (16) ja kuvassa 8. Tästä syystä virtauksen lämmönsiirron pitäisi teoriassa pysyä lähes vakiona riippumatta painetasosta (Incropera 2013). Painetason muutos voi kuitenkin muuttaa virtausjakaumaa siten, että paikallisissa Reynoldsin luvussa voi tapahtua muutoksia. Nämä muutokset taas voivat näkyä mittausten tai simulointien pohjalta laskettujen Nusseltin lukujen muutoksina (Bobbili et al. 2006).

Kanavavirtauksen painehäviö voidaan ilmaista Darcy-Weisbach yhtälön avulla

$$\frac{dp}{dx} = \xi \frac{\rho u^2}{2 d_h}, \quad (17)$$

jossa ξ on Darcyn kitkakerroin virtaukselle. Virtauskanavan geometrian ollessa vakio virtauksen painehäviötä kasvattavat virtausnopeus, tiheys ja kitkakerroin. Kirjoittamalla termit auki painetason funktiona havaitaan painehäviön olevan kääntäen verrannollinen operointipaineeseen, mikä selittyy painetason vaikutuksesta fluidin tiheyteen. Fluidin tiheyden muutos voidaan huomioida ilmoittamalla virtauksen painehäviö Eulerin luvun avulla, joka saadaan jakamalla painehäviö virtausnopeuden neliöllä, tiheydellä ja kertomalla tämä tulos kahdella. Nyt Darcy-Weisbach yhtälön perusteella Eulerin luvun pitäisi riippua ainoastaan virtauskanavan hydraulisesta halkaisijasta ja kitkakertoimesta (Kundu et al. 2012). Teoriassa virtauksen kitkakerroin riippuu ainoastaan virtauksen virtauskanavan geometriasta ja Reynoldsin luvusta, joka ei riipu virtauksen painetasosta, mikä osoitettiin kaavassa (16). Tämän päättelyn pohjalta voidaan olettaa Eulerin luvun olevan riippumaton virtauksen painetasosta, mikäli massavirta on vakio. (White 2005)

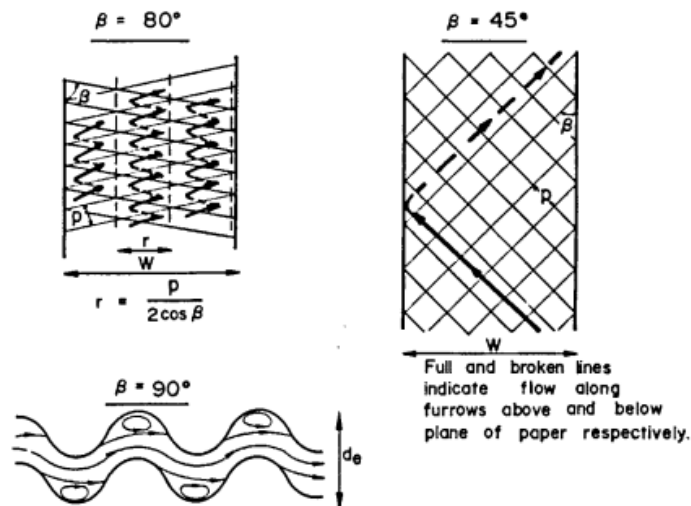
Tämä tarkastelu ei kuitenkaan huomioi virtausjakaumien muutoksia lämmönsiirtimen sisällä, mikä voi muuttaa paikallisia Reynoldsin lukuja. Tämän pohjalta voidaan olettaa mahdollisten painetasosta johtuvien muutoksien näkyvän mittausten pohjalta määritetyissä Eulerin ja Nusseltin luvuissa. Tällöin näissä luvuissa tapahtuvat muutokset indikoivat lämmönsiirtimen sisällä tapahtuneista virtausjakaumien muutoksista, jota tavanomaiset korrelaatiot eivät huomio. (Bobbili et al. 2006)

2.4 Aikaisemmat tutkimukset aiheesta

Alun perin levylämmönsiirtimiä käytettiin pääasiassa meijerituotteiden valmistuksessa, mutta uusien innovaatioiden ansiosta levylämmönsiirtimien käyttö on lisääntynyt huomattavasti viime vuosikymmenien aikana. Samalla niille on löytynyt runsaasti uusia käyttökohteita eri teollisuudenaloilla, kuten energiantuotannossa ja jäähdytystekniikassa. Lisääntyneen käytön ansiosta levylämmönsiirtimien painehäviötä ja lämmönsiirtoa on tutkittu kuluneiden vuosikymmenien aikana varsin paljon, jonka aikana on tehty lukuisia tutkimuksia, missä on kehitetty uusia korrelaatioita lämmönsiirtolevyjen Nusseltin luvuille ja kitkakertoimille. (Abu-Khader 2012)

Lisääntyneestä tutkimuksesta huolimatta levylämmönsiirtimeen painehäviölle ja lämmönsiirrolle ei ole löydetty luotettavaa yleispätevää korrelaatiota. Osittain tämä selittyy sillä, että tutkimuksissa löydetty korrelaatiot käyttävät erityyppisiä määritelmiä geometrisille parametreille, joidenka sallitut suuruudet voivat olla hyvin tiukkaan rajatut. Tämän lisäksi hyvin monet korrelaatiot käyttävät tilannekohtaisia vakioita, joita ei voi suoraan käyttää muille lämmönsiirtimille tai virtaustilanteille. (Dović et al. 2009).

W.W. Focken vuonna 1985 tekemässä tutkimuksessa tutkittiin sitä, kuinka lämmönsiirtolevyn kalanruotokuvion avauskulma vaikuttaa sen lämpötekniisiin ominaisuuksiin. Tutkimuksessa selvitettiin empiiristen kokeiden avulla seitsemän eri lämmönsiirtolevyn Colburnin j -tekijän ja Fanningin kitkakertoimen muutosta, kun lämmönsiirtolevyjen avauskulma vaihteli 0 ja 90° välillä. Mittauksissa lämmönsiirtimeen läpikulkevan virtauksen Reynoldsin luku vaihteli noin 100 ja 40 000 välillä, minkä pohjalta saatiin luotua korrelaatioita Colburnin j -tekijän ja kitkakertoimen arvoille virtauksen Reynoldsin luvun ja lämmönsiirtolevyn avauskulman funktiona. Tutkimuksessa havaittiin lämmönsiirron ja painehäviön olevan suurimmillaan, kun lämmönsiirtolevyn kuvioinnin avauskulman arvo oli 72°. Tutkimuksessa havaittiin, että levyn avauskulman ollessa 30 ja 60° välillä levyvälin virtauskuvio muodostui keskenään risteävistä virtauksista. Tätä suuremmilla avauskulmilla virtaukseen kehittyi ns. zig-zag kuvio. Avauskulman ollessa 90° aaltokuvio oli kohtisuoraan virtausta vastaan ja 0° avauskulmalla virtauskuvio vastasi sinikanavan sisäistä virtausta. Lämmönsiirtolevyn virtauskuviot on havainnollistettu kuvassa 9. (Focke et al. 1985)



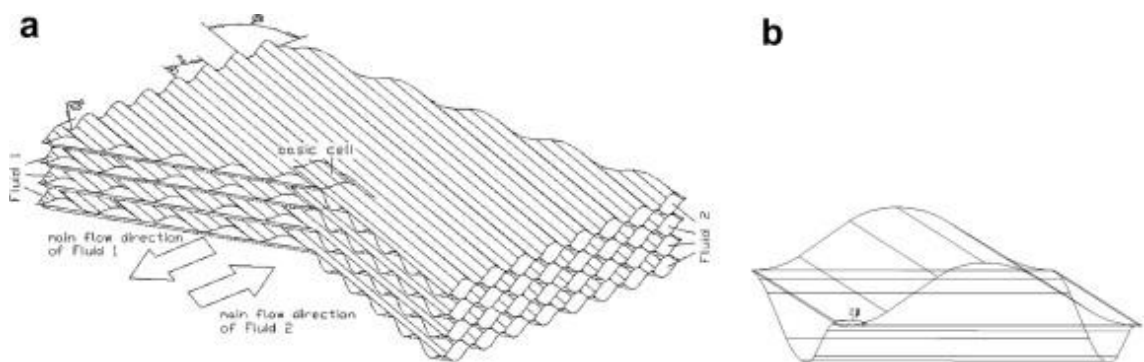
Kuva 9. Lämmönsiirtolevyllä havaitut virtauskuviot (Focke et al. 1985)

Focken tutkimuksiin pohjautuen Holger Martin kehitti vuonna 1995 uuden korrelaation lämmönsiirtolevyn kitkakertoimelle ja Nusseltin luvulle. Martinin korrelaatioissa pyritään ottamaan huomioon levyn avauskulman lisäksi levyn aaltokuvion amplitudi ja aallonpituus, jolloin kehitetty korrelaatio ennustaa tarkemmin lämmönsiirtimen lämpöteknisiä ominaisuuksia. Korrelaatioissa virtauskanavan hydraulisen halkaisijan määrittelyssä otetaan amplitudin lisäksi huomioon aaltokuvion aallonpituus. Martinin tutkimuksessa lopputuloksena saatiin yksi korrelaatio kitkakertoimella ja Nusseltin-luvulle, jotka ennustavat lämmönsiirtolevyn painehäviön ja lämmönsiirron kaikilla avauskulman ja Reynoldsin-luvun arvoilla. Tutkimuksessa löydetyn korrelaation avulla saatuja tuloksia verrattiin aikaisempien tutkimusten ennustamiin tuloksiin avauskulman vaihdellessa 0 ja 90° välillä ja Reynoldsin luvun ollessa noin 300 ja 10 000 välillä. Martinin kehittämän korrelaation suurin heikkous oli siinä, että se nojaa levykohtaisille empiirisille vakioille, jonka takia ei ole varmaa, että sopivatko vakiot muille levytyypeille. (Martin 1996)

Muleyn ja Manglikin vuonna 1999 julkaistussa tutkimuksessa tutkittiin turbulentin vesivirtauksen painehäviötä ja lämmönsiirtoa levylämmönsiirtimessä. Tutkimuksessa käytettävässä levylämmönsiirtimessä käytettiin kahta eri levytyyppiä, joiden avauskulmat olivat 30° ja 60°. Mittaukset suoritettiin kolmella eri levyjärjestelyllä, joista kahdessa käytettiin yksittäistä levytyyppiä ja yksi testi tehtiin molempia levytyyppejä käyttävällä sekajärjestelyllä. Mittauksissa vesivirtauksen Reynoldsin luku vaihteli 400 ja 10 000 välillä. Mittauksissa käytettävässä levylämmönsiirtimen levymäärä vaihteli 12 ja 24 välillä. Aikaisemmissa tutkimuksissa oltiin havaittu, että levylämmönsiirtimessä virtaus muuttuu turbulentiksi Reynoldsin luvun ollessa yli 800. Tämän ansiosta tutkimuksessa pystyttiin kehittämään melko tarkat empiiriset korrelaatiot Nusseltin luvulle ja kitkakertoimelle, kun virtauksen Reynoldsin luku on yli 1000 ja levyn avauskulma on 30° ja 60° välillä. Johtuen

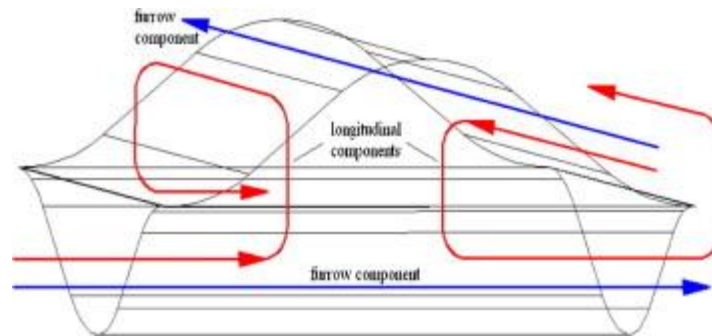
levyn avauskulmaan liittyvistä rajoitteista työssä löydettyä korrelaatioita ei voida käyttää yleisenä korrelaationa levylämmönsiirtimien lämmönsiirrolle ja painehäviölle. (Muley et al. 1999).

Uusimpiin levylämmönsiirtimille kehitettyihin korrelaatioihin kuuluu vuonna 2008 Dovićin, Palmin ja Švaićin kehittämä yleinen korrelaatio lämmönsiirrolle ja painehäviölle. Korrelaatio perustuu huomioon siitä, että lämmönsiirtolevyjen väliin jäävä virtauskanava muodostuu useista pienistä lämmönsiirtosoluista. Nämä lämmönsiirtosolut muodostuvat kahdesta sinimuotoisesta virtauskanavasta, jotka on havainnollistettu kuvassa 10. (Dović et al. 2009)



Kuva 10. Lämmönsiirtolevyjen väliin muodostuu monimutkainen virtauskanava (a), joka koostuu yksittäisistä soluista (b) (Dović et al. 2009)

Dovićin, Palmin ja Švaićin tutkimuksessa havaittiin, että johtamalla korrelaatiot yksittäisessä lämmönsiirtosolussa havaittaville Nusseltin luvulle ja kitkakertoimelle voitiin luoda korrelaatiot koko lämmönsiirtolevyille. Ennen varsinaista korrelaation johtamista tutkimuksessa visualisoitiin virtauskanavassa olevaa virtausta eri avauskulmilla ja Reynoldsin luvun arvoilla. Näiden mittausten avulla saatiin selville, että virtauskanavassa oleva virtaus muodostuu pitkittäisistä ja kanavan suuntaisista komponenteista, jotka ovat keskenään vuorovaikutuksesta. Kuvassa 11 on havainnollistettu, virtauksen pitkittäinen komponentti (punaisella) ja uran suuntaisen komponentin (sinisellä) sijoittuminen yksittäisessä lämmönsiirtosolussa. Dovićin, Palmin ja Švaićin tutkimuksessa havaittiin levylämmönsiirtimeen toimintaan liittyviä monimukaisia virtausilmiöitä, joidenka huomioimiseksi tutkimuksessa kehitettiin varsin monimutkainen teoreettinen korrelaatio näiden ilmiöiden huomioimiseksi. (Dović et al. 2009)



Kuva 11. Yksittäisen lämmönsiirtosolun sisäisen virtauksen komponentit (Dović et al. 2009)

Tiekoneiden laskentatehon kasvaessa virtauslaskennasta on tullut yleisesti käytetty työkalu levylämmönsiirtimien tutkimisessa. Virtauslaskennan avulla voidaan saada lisätietoa virtauksen komponenttien ja virtauskanavan välisestä vuorovaikutuksesta, virtausjaukaman muodosta tai likaantumisesta. Tätä tietoa on vaikea tutkia tavanomaisilla korrelaatioilla, koska näissä pitäisi silloin huomioida hyvin suuri määrä eri parametreja, jolloin korrelaatioista tulisi väistämättä epätarkkoja. Lisäksi edellä mainittujen ilmiöiden mittaaminen luotettavasti voi olla hyvin hankalaa. (Aslam Bhutta et al. 2012)

Gullapallin ja Sundenin vuonna 2014 julkaistussa tutkimuksessa tutkittiin virtauslaskennan avulla painehäviön ja Nusseltin luvun riippuvuutta virtauksen Reynoldsin luvusta, kun kontrollitilavuutena oli kokonainen levyväli. Reynoldsin luvun vaihdellessa 300-3000 välillä mallit arvioivat lämmönsiirron 15-25 % liian pieneksi ja vastaavasti painehäviön mallit arvioivat 15-30 % liian pieneksi. Tutkimuksessa testattiin kolmea eri turbulenssimallia $k-\omega$ SST, $k-\epsilon$ RNG ja RSM. Näistä $k-\omega$ SST ennusti tarkimmin Nusseltin luvun suuruuden ja kaikki ennustivat painehäviön yhtä suureksi. (Gullapalli & Sundén 2014)

Ettemadin ja Sundenin tutkimuksessa pyrittiin virtauslaskennan avulla tutkimaan lämmönsiirtoa ja painehäviöitä yksittäisessä lämmönsiirtosolussa, mistä saatujen tulosten avulla voitiin selvittää Nusseltin luvun ja kitkakertoimen arvot koko levyvälille. Lämmönsiirtosolu on pienin mahdollinen toistuva rakenne levyvälin muodostamassa virtauskanavassa, jolloin siinä esiintyvä virtaus on luonteeltaan periodista, mikä mahdollisti syklisten reunaehtojen käyttämisen kontrollitilavuudessa. Tutkimuksessa simuloinnit tehtiin yhdellä Reynoldsin luvun arvolla, neljällä eri turbulenssimallilla ja kahdella eri laskentaverkon tiheydellä. Tutkimuksessa havaittiin konvergoitumiseen liittyviä vaikeuksia Reynoldsin jännitysmallin (RSM, engl. Reynolds Stress Model) ja V2F-turbulenssimallin osalta. Vertaamalla simulointien tuloksia mittausdataan huomattiin tutkimuksen turbulenssimallien keskimäärin aliarvioivan kitkakertoimen ja yliarvioivan Nusseltin luvun suuruudet. Tutkimuksessa myös havaittiin, että tärkeä turbulenssimallin tarkkuuteen vaikuttava te-

kijä on se, kuinka tarkasti se ennustaa solun sisällä olevien primaari- ja sekundääri- virtausten vuorovaikutuksen, joka vaikuttaa sekoittumiseen ja lämmönsiirtoon. Virtauslaskennassa laskennallinen raskaus pitää myös huomioida ja tutkimuksessa k- ϵ -malli tarjosi parhaimman kompromissin tarkkuuden ja laskenta-ajan suhteen. (Etemad & Sundén 2016).

Suurin osa levylämmönsiirtimien virtausmalleja koskevista tutkimuksista käsittelee neliskanttisia levygeometrioita, jonka takia näistä saatujen tulosten soveltuvuus pyöreille geometrioille on epävarmaa. Vuonna 2017 julkaistussa tutkimuksessa tutkittiin PSHE-tyypisille lämmönsiirtimille tehtyjä CFD-mallinnuksia. PSHE-lämmönsiirtimien virtauskanavan geometria on erilainen vaippa- ja pakkapuolilla, jonka takia näiden laskentaverkot poikkeavat keskenään. Mallinnuksissa havaittiin, että pakkapuolen virtaus on varsin tasaisesti jakautunutta koko virtauskanavan alueella, jolloin myös lämmönsiirto oli samanlainen koko siirtimessä. Vaippapuolella yhdeputkella oli merkittävä vaikutus virtausjakaumaan, mikä muuttaa virtauskanavan lämpötilajakaumaa. Tutkimuksessa saavutettiin 15 % tarkkuus mittauksiin nähden, kun Reynoldsin luvun arvo vaihtelivat 300 ja 7000 välillä. (Luan et al. 2017)

Levylämmönsiirtimille kehitetyissä korrelaatioissa virtauksen jakautuminen lämmönsiirtimessä oletetaan yleensä ideaaliksi, vaikka tämä ei aina pidä paikkaansa. Virtauksen epätasaisen jakautumisen vaikutusta levylämmönsiirtimen toimintaan on tutkittu melko vähän, vaikka sillä on potentiaalisesti merkittävä vaikutus lämmönsiirtimen painehäviön ja lämpötehon suuruuksiin. Raon ja Dasin vuonna 2004 julkaistussa tutkimuksessa esiteltiin virtausjakaumaan vaikuttavia tekijöitä, joita ovat lämmönsiirtimen rakenteelliset ominaisuudet, operointitila ja likaantuminen. Tutkimuksessa fluidin tiheys mainittiin yhtenä virtauksen epäjakaumaan vaikuttavista tekijöistä, minkä takia kaasuvirtauksen painetaso potentiaalisesti vaikuttaa virtauksen jakaumaan lämmönsiirtimessä Kaava (13). Virtauksen epätasainen jakautuminen voi ilmetä virtauskanavien välisenä epäjakaumana tai virtauskanavan sisäisenä epäjakaumana (Rao & Das 2004).

Raon ja Sundenin tutkimuksessa huomattiin, että virtauskanavien välisen epäjakauman merkitys on vähäinen, kun lämmönsiirtilevyjen määrän on pienempi, kuin 20 levyä. Kanavien välinen epäjakauma kasvaa merkittävästi, kun levymäärän kasvaa. Molemmissa tutkimuksissa käsiteltiin ainoastaan virtauskanavien välistä epäjakaumaa. Virtauskanavan sisäistä epäjakautumaa ei tutkimuksessa käsitelty, mutta tämän ilmiön olemassaolo mainittiin tutkimuksessa. (Prabhakara et al. 2005)

Galeazzon ja Miuran vuonna 2006 tehdyssä tutkimuksessa tutkittiin levylämmönsiirtimessä esiintyvää virtausjakaumaa mittausten ja CFD:n avulla. Tutkimuksessa havaittiin

virtauksen epätasaisen jakauman vaikuttavan lämmönsiirtimen toimintaan, vaikka levyvälien lukumäärä vetoa kohden olisi vain kaksi. Tutkimuksessa todettiin virtauslaskennan soveltuvan periaatteessa virtausjakauman tutkimiseen (Galeazzo et al. 2006).

Pistores, Fan ja Luo tutkivat vuonna 2015 julkaistussa tutkimuksessa virtauksen jakautumista rinnakkaisissa minikanavissa. Tutkimuksessa havaittiin, että kanavissa oleva virtaus on suurin sisäänmenon läheisyydessä, josta se pienenee kohti kauimmaista kanavaa mentäessä. Tämän työn pohjalta voidaan olettaa, että samantapainen ilmiö olisi myös havaittavissa työssä käytettävän levylämmönsiirtimen pakkapuolella, missä kanavien välinen etäisyys sisäänmenosta kasvaa tasaisesti (Pistoresi et al. 2015). Tätä ilmiötä ei voitu todentaa työssä, koska työssä tutkittavan levylämmönsiirtimen mallintaminen kokonaisuudessa CFD:n avulla olisi laskennallisesti todella raskasta.

Yksifaasikaasuvirtauksen painetason vaikutusta lämmönsiirtimien toimintaan ei ole juuri tutkittu. Kiinassa vuonna 2011 julkaistussa tutkimuksessa tutkittiin painetason vaikutusta eri kaasujen lämmönsiirtoon spiraali-kalvo-lämmönsiirtimessä. Tutkimuksessa kaasuvirtauksen tilavuusvirtaus pidettiin vakiona samalla, kun painetasoa muutettiin, jolloin kaasun massavirta muuttui merkittävästi. Tutkimuksessa havaittiin painetason noston kasvattavan dynaamista viskositeettia, lämmönjohtavuutta ja tiheyttä. Tiheyden suureneminen nostaa virtauksen Reynoldsin lukua, jonka takia virtauksen rajakerroksen paksuus pienenee ja lämmönjohtavuuden suureneminen nostaa lämmönjohtumista rajakerroksessa. Yhdessä nämä tekijät kasvattavat lämmönsiirtimen lämmönsiirtoa. Tutkimuksen tuloksia ei voida kuitenkaan hyödyntää työssä, koska diplomityössä tutkitaan erityyppistä lämmönsiirrintä ja virtauksen massavirta pidetään vakiona, mikä johtaa siihen, että virtauksen Reynoldsin luku pysyy vakiona. (Yang et al. 2011).

2.5 Työssä käytettävän korrelaation esittely

Diplomityön luvussa 5 verrataan simulaatioiden, kokeellisten mittausten ja korrelaatioiden ennustamia tuloksia lämmönsiirrolle ja painehäviön suuruudelle keskenään. Työssä vertailuun valittiin Dovićin:n, Palmin ja Švaićin vuonna 2009 kehittämä korrelaatio lämmönsiirrolle ja painehäviölle, mikä perustuu Holger Martinin vuonna 1995 kehittämään korrelaatioon. Tärkein valintakriteeri korrelaatioille oli sen soveltuvuus mahdollisimman eri tyyppisille geometrioille. Tutkittavan lämmönsiirtimen lämmönsiirtilevyt olivat ympyrämuotoisia, mutta korrelaatio oli kehitetty neliskanttisille levyille, minkä vuoksi korrelaatiota muokattiin tutkittavalle lämmönsiirtimelle sopivammaksi.

Dovićin, Palmin ja Švaićin vuonna 2009 julkaistu tutkimus on yksi uusimmista levylämmönsiirtimien lämmönsiirtoa ja painehäviöiden korrelaatioita koskevista tutkimuksista.

Tutkimuksessa johdetussa korrelaatioissa pyrittiin huomioimaan lämmönsiirtolevyn geometrian vaikutusta lämmönsiirron ja painehäviön suuruuksiin ilman, että jouduttaisiin nojaamaan tapauskohtaisiin kertoimiin.

Virtauskanavan hydraulinen halkaisija on tärkein lämmönsiirtimien toimintaan vaikuttava yksittäinen geometrinen parametri. Levylämmönsiirtimille sille ei löydy yksiselitteistä määritelmää kirjallisuudesta. Dovićin korrelaatiossa hydrauliselle halkaisijalle käytetään määritelmää

$$d_h = \frac{2b}{\Phi}, \quad (18)$$

jossa b on lämmönsiirtolevyn aaltokuvion syvyys ja Φ on pinta-alan suurennuskerroin, joka kuvaa todellisen ja pinnan projektion suhdetta. Korrelaatiossa Φ saadaan yhtälöstä

$$\Phi = \frac{1}{6}(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + X^2/2}), \quad (19)$$

jossa esiintyvä X on aaltokuvion geometriaan perustuva parametri. Tälle pätee yhteys

$$X = 2\pi\hat{a}/l, \quad (20)$$

jossa l on aaltokuvion aallonpituus ja \hat{a} on aaltokuvion amplitudi, joka on suuruudeltaan puolet amplitudista. Hydraulisen halkaisijan tapaan levylämmönsiirtimen virtauskanavan virtausnopeudelle ei löydy yksiselitteistä määritelmää. Korrelaatiossa sille käytetään määritelmää

$$u = \frac{\dot{m}_{ch}}{\rho A_c}, \quad (21)$$

jossa \dot{m}_{ch} on levyvälän tilavuusvirtaus ja A_c on lämmönsiirtokanavan poikkipinta-ala. Korrelaatiossa poikkipinta-alalle pätee määritelmä

$$A_c = bB_p, \quad (22)$$

jossa B_p on lämmönsiirtolevyn keskimääräinen leveys. Työssä keskimääräinen leveys määriteltiin ympyrän pinta-alan ja halkaisijan suhteesta. (Dović et al. 2009)

Dovićin korrelaatio nojautuu voimakkaasti lämmönsiirtolevyn geometriasta johdettuihin parametreihin, joita ovat esimerkiksi lämmönsiirtosolun pituus, sinimuotoisen kanavan poikkipinta-ala ja hydraulinen halkaisija. Näiden määrittelyssä tarvittiin kalanruotokuvion avauskulmaa ja aaltokuvion aallonpituutta ja amplitudia. Avauskulman arvojen piti olla 15-67° välillä. Työssä tutkittavan lämmönsiirtolevyn avauskulma ylittää tämän arvon, joten korrelaatiota käytettäessä sen arvoksi pakotettiin 67°. Korrelaatiossa aaltokuvion amplitudin ja aallonpituuden suhde oli tärkeä apumuuttuja

$$x = \frac{\hat{a}}{l}, \quad (23)$$

jossa dimensioton muuttuja x lasketaan uran amplitudin \hat{a} ja aallonpituuden l suhteesta. Tutkimuksessa kehitetyn korrelaation antamat tulokset olivat luotettavia, kun x sai arvoja 0,26 ja 0,4 välillä. Työssä tutkittavan lämmönsiirtolevyn x :n arvo alitti tämän arvon, minkä vuoksi työssä x :n arvoksi pakotettiin 0,26. Työssä päätettiin silti hyödyntää korrelaatiota, koska x :n arvo alitti sallitun rajan niukasti ja avauskulman arvo ylitti tämän rajan niukasti. (Dović et al. 2009).

Lämmönsiirtolevyn geometriaa ja virtaustilannetta koskevien tietojen pohjalta voitiin määrittellä korrelaatiot sinimuotoisen uran Nusseltin luvulle ja kitkakertoimille, joiden pohjalta voitiin laskea kitkakertoimen ja Nusseltin luvun arvot koko levyllä. Tutkimuksessa käytettiin runsaasti monimutkaisia geometrisia parametreja, minkä takia työssä esitellään vain lopputuloksena johdetut kaavat Nusseltin luvulle ja kitkakertoimelle.

Nusseltin luvulle tutkimuksessa kehitettiin määritelmä

$$Nu = \frac{d_h}{d_{sine}} Nu_{sine} = \frac{d_h}{d_{sine}} (C_1 * (C + Re_{sine} B)^{0.375} Re_{sine}^{0.375} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}), \quad (24)$$

jossa Re_{sine} on sinimuotoisen uran Reynoldsin luku ja C_1 , C ja B ovat levyn geometriaan nojaavia parametreja, minkä määritelmät löytyvät alkuperäisestä tutkimuksesta.

Dovićin korrelaatioissa kitkakerroin määriteltiin Fanningin kitkakertoimena. Sinikuvioiden uran kitkakertoimelle pätee määritelmä

$$f_{sine} = \frac{C}{Re_{sine}} + B, \quad (25)$$

jossa f on Fanningin kitkakerroin. Kalanruotokuvion avauskulmasta riippuen lopullinen kitkakerroin voidaan määrittellä kahdella eri tavalla

$$f = f_{sine} \frac{1}{2 \cos^3 \beta} \frac{d_h}{d_{h,sine}}, \quad \text{kun } \beta \leq 60^\circ, \quad (26)$$

$$f = f_{sine} \frac{1}{\cos^2 \beta} \frac{d_h}{d_{h,sine}}, \quad \text{kun } \beta > 60^\circ, \quad (27)$$

joista huomataan, että todellinen painehäviö riippuu kalanruotokuvion avauskulmasta β ja todellisen hydraulisen halkaisijan d_h ja sinikuvion hydraulisen halkaisijan $d_{h,sine}$ suhteesta. (Dović et al. 2009)

3. VIRTAUS- JA LÄMMÖNSIIRTOILMIÖIDEN MALLINTAMINEN

Virtauksen hallitsevat yhtälöt ovat osittaisdifferentiaaliyhtälöitä (PDE), jotka kuvaavat virtaavan aineen liikettä ja lämmönsiirtoa. Virtaus- ja lämmönsiirtoilmöiden mallintaminen perustuu virtauslaskentaa (CFD), jossa nämä yhtälöt aluksi diskretisoidaan ajan ja paikan suhteen, minkä jälkeen ne ratkaistaan numeerisesti. Turbulenssi on hyvin monimutkainen virtausilmiö, jonka tutkiminen suoraan numeerisesti on äärimmäisen raskasta. Tästä syystä käytännön sovellutuksissa turbulenssi mallinnetaan turbulenssimaleilla, mikä on nimitys eri menetelmistä, joilla voidaan kuvata turbulenssiin liittyviä ilmiöitä laskennallisesti kevyemmin. Luvun lopuksi esitellään virtauksen rajakerrosilmiöiden teoriaa, mikä on tärkeässä roolissa tutkittaessa virtauksen käyttäytymistä lämmönsiirtolevyjen välissä.

3.1 Virtauksen- ja lämmönsiirron hallitsevat yhtälöt

Virtauksia ja niissä esiintyvää lämmönsiirtoa hallitsee kolme säilymislakia, jotka ovat massan säilymislaki, liikemäärän säilymislaki ja energian säilymislaki. Näitä säilymislakeja vastaavat jatkuvuus-, liikemäärä- ja energiayhtälö. Kirjallisuudessa näistä yhtälöistä käytetään myös nimitystä virtausten hallitsevat yhtälöt. (White 2005)

Ydinreaktioita lukuun ottamatta virtauksen massaa ei voida tuhota tai luoda, minkä vuoksi kontrollitilavuudessa oleva massa muuttuu ainoastaan kontrollitilavuuden sisään- ja ulosvirtauksien vaikutuksesta. Kokoonpuristuvan virtauksen massatasetta kuvaava jatkuvuusyhtälö voidaan määrittää tensorinotaation avulla

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (28)$$

joissa ρ on fluidin tiheys, u_i on virtauksen nopeuskomponentit, t on aika ja x_i on koordinaatistonkomponentit. Jatkuvuusyhtälön ensimmäinen termi kuvaa fluidin tiheyden muutosta ajan suhteen, mikä voidaan työssä jättää pois. Jälkimmäinen termi kuvaa kontrollitilavuuden reunojen läpi kulkevia massavirtoja. (Versteeg & Malalasekera 2007)

Virtauselementtiin vaikuttavat voimat jaotellaan tilavuusvoimiin ja pintavoimiin. Tilavuusvoimat vaikuttavat koko virtauselementin massaan ja näitä ovat esimerkiksi gravitaatio tai sähkömagnetismi. Pintavoimat syntyvät virtauselementin reunoihin vaikuttavien ulkoisten jännitysten seurauksena. Laskemalla virtauselementtiin vaikuttavat voimat yhteen saadaan tulokseksi virtauksen liikemääräyhtälö

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = \rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \tau_{ij} + \rho f, \quad (29)$$

jossa τ_{ij} on viskoosi jännitystensori ja f kuvaa virtauselementtiin vaikuttavia tilavuusvoimia kaava (1). Liikemääräyhtälön vasemmalla puolella on virtauselementin materiaali-derivaatta, joka kuvaa fluidin liikemäärän muutosta ajan suhteen ja sitä virtauksen siirtoa advektion vaikutuksesta. Ensimmäinen termi vasemmalla on viskoosi jännitystensori, joka kuvaa viskositeetista aiheutuvien elementin pintaan vaikuttavien voimien vaikutusta. Virtauselementtiin vaikuttava jännitystensori on symmetrinen ja Newtoniselle aineelle sille pätee määritelmä

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \delta_{ij} \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k}, \quad (30)$$

jossa p on virtauksen paine, δ_{ij} on Kroneckerin delta ja jännitystensorin kaksi viimeistä termiä kuvaavat virtauselementin deformaatiosta nopeusgradienttien avulla kirjoitettuna.

Tuomalla virtauselementtiin vaikuttava jännitystensori liikemäärän säilymlakiin saadaan lopputuloksena Navier-Stokesin yhtälöt

$$\rho \frac{DU}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \delta_{ij} \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] + \rho f, \quad (31)$$

jotka kuvaavat kitkallisten virtausten liikettä kaava. (White 2005)

Viimeinen virtauksien perusyhtälö on energiayhtälö, joka perustuu termodynamiikan 1. pääsääntöön virtauselementille johdettuna. Tämän mukaan systeemin sisäenergia kasvaa systeemin tehtävän työn ja systeemiin tuotavan lämmön vaikutuksesta. Työssä tutkittavassa tapauksessa ei huomioida säteilylämmönsiirtoa, jolloin virtauselementtiin saapuu ja poistuu lämpöä advektion ja johtumisen avulla. Virtaukseen tehty työ voidaan laskea virtauselementtiin kohdistuvien jännityksien avulla

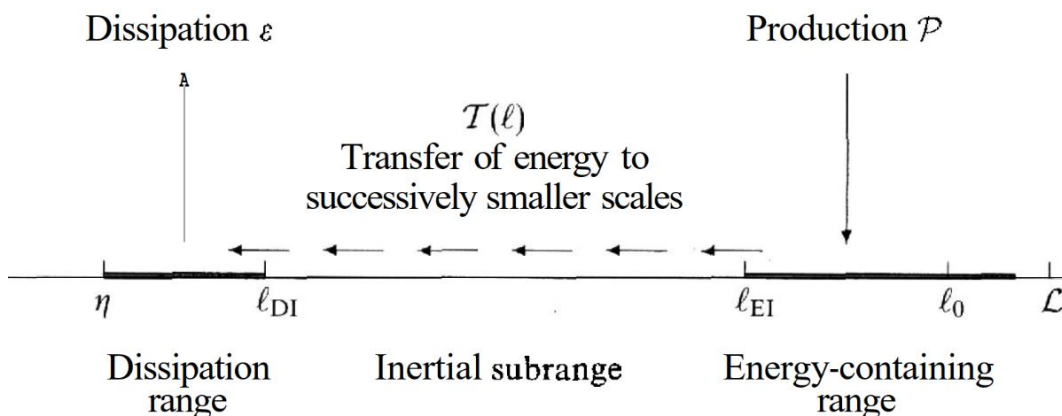
$$\rho \frac{De}{Dt} = \rho \frac{\partial e}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial e}{\partial x_i} = -\frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tau_{ij}, \quad (32)$$

jossa e on fluidin sisäenergia massaa kohden ja q_i on elementtiin kohdistuva lämpövuoto. Viimeinen termi oikealla puolella kuvaa virtauksen dissipaatiota, jonka suuruus on yleensä pieni ja se jätetään usein ratkaisematta. (White 2005)

3.2 Turbulenssin mallintaminen

Turbulenssi on fluidin kaoottista liikettä, joka tulee esille laminaarin virtauksen muuttuessa epästabiiliksi. Turbulenssi on hyvin monimutkainen ilmiö, joka on luonnostaan kolmiulotteisia, ajasta riippuvaista ja satunnaista. Turbulenssille ei ole kehitetty täydellistä määritelmää vaan turbulenssia kuvataan sen ominaisuuksien mukaan, joita ovat virtauksen pyörteisyys, virtauksen ominaisuuksien heilahtelut ja näiden satunnainen vaihtelu. Turbulenssi on itseään ylläpitävää, eli turbulentissa virtauksessa syntyy uusi pyörteitä niiden tilalle, jotka dissipoituvat. Lämmönsiirron kannalta turbulenssin tärkeä ominaisuus on turbulenttien pyörteiden aiheuttama voimakas sekoittuminen, joka mahdollistaa massan, liikemäärän ja energian nopean diffuusion. Voimakkaan sekoittumisen takia turbulentin virtauksen lämmönsiirto on tehokkaampaa, kuin laminaarissa virtauksissa. (White 2005)

Turbulentteihin virtauksiin liittyy energiakaskadina tunnettu ilmiö. Energiakaskadissa liike-energia siirtyy aluksi turbulenssin suurimpiin pyörteisiin. Nämä ovat kuitenkin epästabiileja, joten ne hajoavat pienemmiksi pyörteiksi, jolloin liike-energiaa siirtyy suuremmista pyörteistä pienempiin. Tämä prosessi jatkuu pienimpiin ns. Kolmogorovin mitatakaan pyörteisiin, joissa liike-energia dissipoituu viskositeetin vaikutuksesta lämmöksi, mikä on havainnollistettu kuvassa 12. Energiakaskadista johtuen turbulenteissa virtauksissa on aina mukana suuri joukko eri nopeus- ja aikaskaaloja, joista suurimmat skaalat ovat virtausalueen karakteristisen pituuden kokoluokkaa ja pienimpien pyörteiden kokoluokka on kääntäen verrannollisia virtauksen Reynoldsin lukuun.



Kuva 12. Energiakaskadin periaate (Pope 2000)

Turbulentti virtaus on läsnä hyvin monissa käytännön sovellutuksissa, jonka takia sen mallintaminen on tärkeä osa virtauslaskennassa. Eräitä turbulenssimallien ominaisuuksia

sia ovat tarkkuus, laskennallinen kustannus, yleispätevyys ja kuvauksen taso. Keskenään ristiriidassa olevien ominaisuuksien takia ei ole olemassa parasta mahdollista turbulenssimallia, vaan mallin valinta on aina tilannekohtaista. (Pope 2000)

Turbulentit virtaukset ovat teoriassa ratkaistavissa suoraan Navier-Stokes yhtälöistä, jolloin niistä lasketaan numeerisesti ratkaisu kaikille virtauksessa esiintyville nopeusskaaloille kaava (31). Tämä on nimeltään suora numeerinen simulointi (DNS), missä ratkaistaan kaikki aika- ja nopeusskaalat aina Kolmogorovin mittaskaaloihin asti, jonka vuoksi käytettävä laskentaverkko on äärimmäisen tiheä. DNS on aina ajasta riippuva menetelmä, joten aika-askeleen on oltava myös hyvin lyhyt. Nämä tekijät tekevät DNS:tä äärimmäisen raskaan tavan ratkaista virtausongelmia eikä sitä käytetä muussa, kuin tieteellisissä tutkimuksissa. (Pope 2000)

Suurin osa DNS:n laskennallisia kustannuksia syntyy pienimpien pyörteiden laskennasta. Pienimpien pyörteiden käyttäytyminen on universaalia, joten niiden mallintaminen on suhteellisen yksinkertaista. Suurten pyörteiden simuloinnissa (LES) turbulentin virtauksen suurimmat pyörteet lasketaan suoraan Navier-Stokes yhtälöistä ja pienemmät pyörteet mallinnetaan alihilamalleilla. Tällä tavoin turbulenttien virtauksien laskenta on huomattavasti DNS:sää kevyempää. LES:issä turbulentti virtaus ratkaistaan aina ajasta riippuvana ja kolmiulotteisena, minkä vuoksi se on laskennallisesti hyvin raskas menetelmä. Tämän takia sitä käytetään pääasiassa tieteellisessä tutkimuksessa, mutta laskennallisen tehon kasvaessa sen LES:n käyttö on lisääntynyt teollisuudessa. (Versteeg & Malalasekera 2007)

Virtauksien hallitsevien yhtälöiden täydellisestä ratkaisemisesta syntyy valtava määrä informaatiota, mitä ei voida hyödyntää järkevästi käytännön sovellutuksissa. Yksi tapa vähentää laskennan raskautta ja syntyvän informaation määrää on tutkia pelkästään turbulentin virtauksen keskimääräisiä ominaisuuksia, mikä on mahdollista Reynoldsin aikakeskiarvotuksen avulla. Reynoldsin aikakeskiarvotuksessa virtauksen hallitsevien yhtälöiden muuttujat (nopeus, paine ja lämpötila) jaetaan keskiarvoisiin ja heilahteleviin komponentteihin

$$\varphi = \Phi + \varphi', \quad (33)$$

jossa φ virtauksen muuttuva ominaisuus, Φ on tämän ominaisuuden keskiarvokomponentti ja φ' ominaisuuden heilahduskomponentti. (Versteeg, Malalasekera 2007). Tämän jälkeen hallitsevat yhtälöt aikakeskiarvotetaan, jolloin turbulenssista johtuvat heilahtelukomponentit katoavat. Aikakeskiarvotuksella saadut yhtälöt tunnetaan RANS-yhtälöinä (engl. *Reynolds-Averaged Navier-Stokes*). RANS-yhtälöiden johtoa ei käydä työssä läpi,

mutta se on löydettävissä turbulenssimalleja tai virtauslaskentaa käsittelevässä kirjallisuudessa. (White 2005)

Reynolds aikakeskiarvotettu jatkuvuusyhtälö muistuttaa hyvin paljon normaalia jatkuvuusyhtälöä. Erona näiden välillä on se, että siinä esiintyvät nopeuskomponentit ovat keskimääräisiä nopeuksia

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0, \quad (34)$$

jossa U_i on keskimääräisen virtausnopeuden komponentit.

Reynolds aikakeskiarvotetussa Navier-Stokes yhtälössä uutena terminä esiintyy turbulenttia liikemäärää kuvaava termi, mutta muuten se muistuttaa paljon tavallista Navier-Stokes yhtälöä

$$\rho \frac{D\bar{u}_i}{Dt} = \rho f - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_t}{\partial x_i}, \quad (35)$$

jossa \bar{u}_i on aikakeskiarvotetut nopeuskomponentit, \bar{p} aikakeskiarvotettu paine ja τ_t on virtauksen jännitystensori, jossa on mukana kitkalliset jännitykset ja turbulentit jännitykset. Jännitystensorille pätee määritelmä

$$\tau_t = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \rho \overline{u'_i u'_j}, \quad (36)$$

jossa ensimmäinen termi on kuvaa kitkasta johtuvia jännityksiä ja se on sama, kuin tavallisissa Navier-Stokes yhtälöissä. Jälkimmäinen termi kuvaa turbulenssista johtuvia ns. Reynoldsin jännityksiä, joita ei voida ratkaista RANS-yhtälöistä, vaan se joudutaan mallintamaan. RANS-turbulenssimallit luokitellaan yleensä sen mukaan, kuinka monta uutta siirtoyhtälöä tarvitaan Reynoldsin jännitysten ratkaisemiseen. Yksinkertaisimmillaan turbulenssimalli on algebrallinen yhtälö, joka kuvaa turbulentteja jännityksiä. Reynoldsin jännitysmalli (RSM) taas edustaa toista ääripäätä, jossa jokainen jännitystermi kuvataan omalla osittaisdifferentiaaliyhtälöllä. (Versteeg, Malalasekera 2007)

Reynoldsin jännitysmallia lukuun ottamatta RANS-turbulenssimallit perustuvat Bousinesqin pyörreviskositeetti hypoteesiin, jonka mukaan Reynoldsin jännitykset ovat verrannollisia virtauselementin deformaation keskiarvoon

$$\tau_t = \rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_T \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (37)$$

jossa μ_T tarkoittaa turbulenttia viskositeettia ja k kuvaa turbulenssin kineettistä energiaa. k voidaan kirjoittaa auki seuraavasti

$$k = \overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}, \quad (38)$$

jossa u' , v' ja w' ovat virtausnopeuden heilahtelutermi.

Aikakesiarvotettu energiayhtälö eroaa hieman enemmän yleisestä muodosta

$$\rho c_p \frac{D\bar{T}}{Dt} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(-k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} + \rho c_p \overline{u'_i T'} \right) + \bar{\Phi}, \quad (39)$$

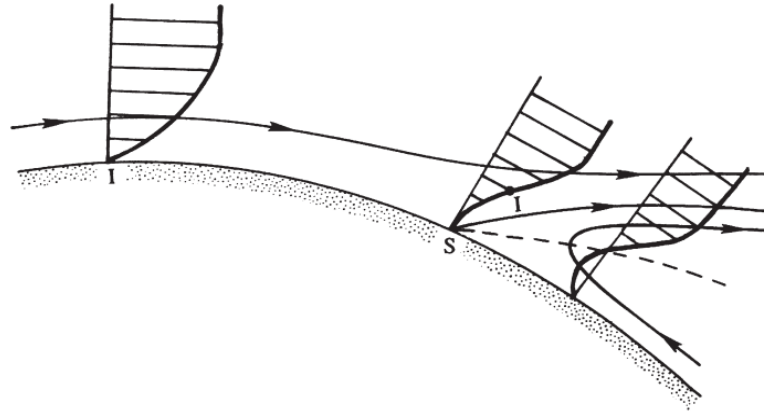
jossa \bar{T} aikakesiarvotettu lämpötila, u'_i ja T' ovat nopeuden ja lämpötilan heilahduskomponentit ja $\bar{\Phi}$ turbulentti kokonaisdissipaatio.

Nykyisin virtausmallinnuksessa käytetään pääasiassa kaksiyhtälömalleja, jotka ovat kompromissi tarkkuuden ja laskennallisen raskauden välillä. Kaksiyhtälömalleissa turbulentti viskositeetti kuvataan algebrallisesti ja turbulenssin kineettinen energia mallinetaan kahdella osittaisdifferentiaaliyhtälöllä. Kaksiyhtälömallit voidaan jakaa k - ϵ - ja k - ω -malleihin, joissa molemmissa k mallinetaan samankaltaisesti. Malliperheiden välinen ero on siinä, että k - ϵ -malleissa ratkaistaan dissipaation yhtälö ϵ ja k - ω -malleissa ratkaistaan ominaisdissipaatio ω . (Pope 2000)

3.3 Rajakerrosilmiöt

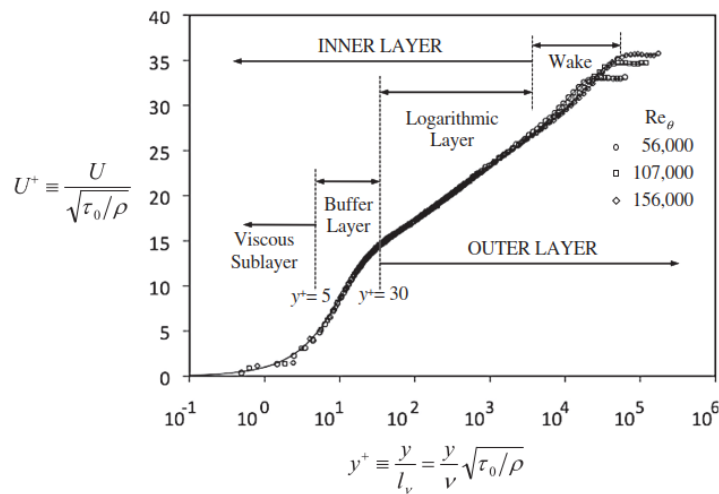
Lämmönsiirtolevyjen välisen virtauksen yksi hallitsevista piirteistä on virtauksen rajakerroksien jatkuva irtoaminen ja jälleentarttuminen, mikä on seurausta lämmönsiirtolevyissä käytettävästä aaltokuvionnista. Levylämmönsiirtimissä rajakerrosilmiöt vaikuttavat esimerkiksi toissijaisten virtausten käyttäytymiseen, joilla on merkittävä vaikutus lämmönsiirron suuruuteen. Tästä syystä rajakerrosilmiöiden onnistunut mallintaminen on tärkeä osa levylämmönsiirtimien virtausmallinnusta (Wang et al. 2007).

Yleisesti käytössä olevan määritelmän mukaan virtauksen rajakerros määritellään irronneeksi silloin, kun virtauksen pinnassa olevan virtaussuunnan mukainen nopeusgradientti on nolla. Kuvassa 13 on visualisoitu laminaarivirtauksen rajakerroksen irtoaminen ja rajakerroksen muuttuminen vastakkaiseksi. Kuvasta havaitaan myös, että virtauksen irtoamisen mallintaminen vaatii varsin tarkkoja tuloksia pinnan läheisyydestä, jonka takia virtauslaskennassa pitää kiinnittää erityistä huomiota rajakerrostihennysten toteuttamiseen. Virtauksen turbulenttisuus vaikuttaa irtoamiseen hidastavasti, koska turbulentti virtaus kykenee vastustamaan vastakkaisia painegradientteja, johtuen nopeammista virtausnopeuksista pinnan tuntumassa. Turbulenttien virtauksien rajakerrokset voidaan jakaa sisempään ja ulompaan rajakerrokseen. Lähellä pintaa sijaitsevassa sisemmässä rajakerroksessa kitkavoimat ovat hallitsevia ja vastaavasti ulompana sijaitsevassa rajakerroksessa turbulentit jännitykset hallitsevat virtausta.



Kuva 13. Virtauksen virtaviivat ja nopeusprofiili lähellä virtauksen irtoamispistettä (Kundu et al. 2012)

Virtauksen käyttäytymistä sisäisessä rajakerroksessa voidaan mallintaa ns. seinämäyhtälöiden avulla, jotka kertovat virtauksen dimensiottoman nopeuden U^+ dimensiottoman etäisyyden y^+ funktiona. Seinämäyhtälöt jakaantuvat lineaariseen ja logaritmiseen osaan, joidenka sijainti on visualisoitu alla olevassa kuvassa 14. Rajakerroksesta irtoa- vien virtausten osalta ongelmaksi muodostuu se, että tavanomaiset rajakerrosyhtälöt eivät päde näille tilanteille. (Kundu et al. 2012)



Kuva 14. Turbulentin virtauksen rajakerroksen eri osien sijainnit (Kundu et al. 2012)

3.4 k - ω - SST turbulenssimalli

Työssä käytettiin lämmönsiirtolevyjen välisen virtauksen mallintamiseen k- ω -SST-mallia (Shear Stress Transport), jota voidaan pitää kompromissina k- ϵ - ja k- ω mallien välillä. Standardi k- ϵ -malli ennustaa varsi hyvin vapaata virtausta, mutta se on epätarkka seinämien lähistöllä. k- ω -malli ennustaa kohtuullisen tarkasti seinämien läheisen virtauksen, mutta mallissa annetaan oletuksena jokin arvo vapaan virtauksen ω :lle, joka aiheuttaa

epätarkkuuksia. k- ω -SST-mallissa vapaa virtaus lasketaan k- ϵ -mallilla, joka muuttuu seinämien lähellä k- ω -malliksi (Versteeg & Malalasekera 2007).

Tutkimuksien ja aikaisempien mallinnuksien pohjalta työssä arvioitiin k- ω -SST-mallin antavan kohtuullisen tarkkoja tuloksia, joten se valittiin työssä käytettäväksi turbulenssimalliksi. Muita levylämmönsiirtimille käytettyjä turbulenssimalleja ovat esimerkiksi V2F- ja Realizable k- ϵ -mallit. Sundenin tutkimuksessa Realisable k- ϵ -malli ennustaa huomattavasti tavallista k- ϵ -mallia paremmin rajakerroksen irtoamisen, vastakkaisen painegradientin ja takaisinvirtauksen, joten myös sitä voidaan pitää levylämmönsiirtimien simulointiin sopivana turbulenssimallina. Työn rajaamiseksi turbulenssimallien välinen vertailu jätettiin tekemättä ja levylämmönsiirtimen toimintaa tutkittiin vain k- ω -SST-mallilla (Sundén 2007).

ANSYS Fluent 19.1 CFD-ratkaisijan käyttämässä k- ω -SST-mallissa siirtoyhtälöt k:lle ja ω :lle ovat samat, kuin tavallisessa k- ω mallissa

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k, \quad (40)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega, \quad (41)$$

joissa yhtälöiden termit vasemmalla puolella turbulenssin kineettisen energian k ja ominaisdissipaation ω muutosnopeutta ja siirtymistä konvektion avulla. Oikeanpuolen termit kuvaavat näiden ominaisuuksien siirtymistä diffuusion avulla, tuottoa, dissipaatiota ja syntymistä eri lähteistä (Versteeg & Malalasekera 2007). Kaavoissa Γ_k ja Γ_ω ovat k:n ja ω :n efektiiviset diffusiviteetit, G_k ja G_ω on k:n ja ω :n tuottotermit, Y_k ja Y_ω ovat k:n ja ω :n dissipaatiotermit ja S_k ja S_ω ovat k:n ja ω :n lähdetermit.

k- ω -SST-mallissa tarvitaan joukko mallivakioita, jotka ovat standarditapauksessa löydettävissä käytetyn virtausratkaisijan manuaaleista. Empiiristen kokein saadun tiedon pohjalta on mahdollista uudelleenmäärittää mallivakiot, jolloin ne voivat soveltua paremmin halutulle erikoistapaukselle. Työssä käytettiin k- ω -SST turbulenssimallista pienille Reynoldsin luvuille korjattua versiota 1 barin absoluuttisen paineen simulaatioissa, koska tässä tapauksessa virtauksen Reynoldsin luku oli turbulentin virtauksen rajaa pienempi. ANSYS Fluent virtausratkaisijassa seinämien lähellä oleva turbulenssi voidaan ratkaista ilman seinämäfunktioita, mikäli laskentaverkko on tarpeeksi tarkka seinämien tuntumassa. Alaluvussa 3.3 esitelty dimensioton etäisyys y^+ on tärkeä parametri turbulenttien virtauksien mallinnuksessa ja tämän arvon ollessa yli 15 Fluentin käyttämissä k- ω -mallissa ei ole erillisiä funktioita logaritmiselle ja lineaariselle rajakerrokselle, vaan rajakerros mallinnetaan yhdellä seinäfunktioilla, joka on sekoitus näistä kahdesta. (ANSYS Inc. 2018a)

4. MITTAUKSET JA SIMULAATIOT

Merkittävä osa työtä on painetason vaikutuksen tutkiminen kokeellisten mittausten ja CFD:n avulla. Kokeelliset mittaukset suoritettiin Vahterus oy:n laboratoriossa ja niiden avulla kerättiin dataa kaasuvirtauksen painehäviön ja lämmönsiirron muutoksista PSHE-tyyppisessä lämmönsiirtimessä. CFD-mallinnukset suoritettiin ANSYS Fluent ohjelmistolla ja niissä simuloitiin kaasuvirtauksen käyttäytymistä kahden lämmönsiirtolevyn väliin muodostuvassa virtauskanavassa kolmella eri operointipaineella. Virtauslaskennan avulla pyrittiin saamaan tarkempaa tietoa lämmönsiirtolevyjen välisen virtauksen käyttäytymisestä. Tämän tiedon avulla voitaisiin tunnistaa painetason muutoksesta johtuvia ilmiöitä, joista saatavaa tietoa voitaisiin hyödyntää lämmönsiirtimien suunnittelussa.

4.1 Mittaukset

Kokeellisten mittausten avulla kerättiin informaatiota kaasun painehäviöstä ja lämmönsiirtotehosta PSHE lämmönsiirtimessä, kun kaasun painetasoa muutetaan. Ensimmäisissä mittauksissa lämmönsiirtimen kylmäpuolelle syötettiin kaasua neljällä eri painetasolla (5, 6, 7 ja 8 bar), joka oli mitattu ylipaineena. Tämä tarkoittaa sitä, että lämmönsiirtimen absoluuttinen paine on 6-9 bar, mikä pitää huomioida ilman aineominaisuuksissa. Seuraavissa mittaussarjoissa lämmönsiirtimen syötettiin 1 barin absoluuttisessa paineessa olevaa ilmaa puhaltimilla siten, että ilmavirtauksen tilavuusvirta vaihteli.

Mittauksissa lämmönsiirtimen kylmäpuolelle tuotava kaasua saatiin ulkoilmasta, jonka lämpötila oli mittausajankohtana hieman 0 °C alapuolella ja painetason oletettiin olevan noin normaali-ilmanpaineessa. Mittauksissa kaasun painetaso nostettiin aluksi haluttuun korkeuteen puristamalla sitä ruuvikompressorilla, jolloin kaasun lämpötila ja painetaso nousevat voimakkaasti (Kuva 15). Ideaalissa kompressorissa puristus tapahtuu isentrooppisesti, jolloin kaasun painetason ja lämpötilan välillä pätee yhteys

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}, \quad (42)$$

jossa p_1 ja T_1 ovat ilman paine ja lämpötila ennen puristusta, p_2 ja T_2 ovat ilman paine ja lämpötila puristuksen jälkeen ja γ on isentrooppivakio (Hall & Dixon 2013). Kaavasta huomataan, että kaasun lämpötila riippuu voimakkaasti painetasosta, missä mittaukset suoritetaan. Kaasun aineominaisuuksista tiedetään myös se, että ne riippuvat voimakkaammin kaasun lämpötilasta, kuin paineesta. Tästä syystä kaasun lämpötilan voimakas nousu haittaa kaasun painetason vaikutuksen tutkimista, koska ei voida erottaa sitä,

mitkä muutokset lämmönsiirtimen toiminnassa johtuvat painetason ja mitkä lämpötilan muutoksesta. (Gesellschaft 2010).



Kuva 15. Mittauksissa käytetty kompressorijärjestelmä

Alaluvussa 2.1 osoitettiin lämmönsiirtimen lämmönsiirtotehon riippuvan logaritmisesta keskilämpötilaerosta, joka riippuu fluidien sisäänmeno- ja ulostulolämpötiloista. Näiden lämpötilasta johtuvien virhetekijöiden huomioimiseksi kompressorista poistuva ilmanvirta jäähdytettiin noin 20-26 °C lämpötilaan. Aikaisemmissa testeissä oli havaittu, että ilma-
virran sisältämä kosteus saattoi aiheuttaa mittausvirheitä, minkä huomioimiseksi kosteutta pyrittiin poistamaan paineilmasta.

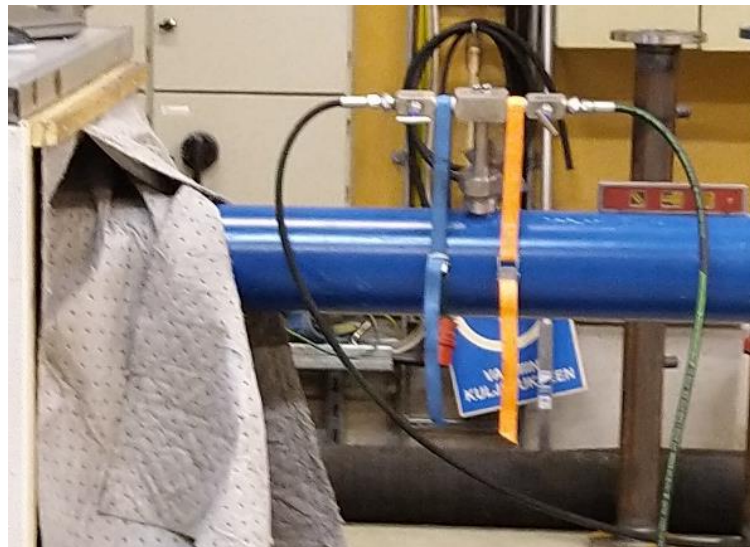
Lämmönsiirtimen lämmönsiirtotehon selvittämisen työssä perustui alaluvussa 2.1 esiintyviin kaavoihin 1 ja 2. Kaavoista havaitaan, että lämpötehon selvittämiseksi työssä mittauksissa pitää selvittää lämmönsiirtimeen menevien virtausten massavirrat ja lämpötilat ennen sisääntuloa ja ulostulon jälkeen ja fluidien aineominaisuudet virtausolosuhteissa. Työssä selvitettiin lämpötilan ja massavirran arvot sekä kuumapuolella olevalle vesivirtaukselle, että kylmäpuolella olevalle paineilmavirrälle, jotta lämpöteholle tehtävien mittausten tarkkuus olisi parempi.

Lämpötiloja mitattaessa selvitettiin lämmönsiirtimessä käytettävän paineilmavirran lämpötilat kompressorin ja siirtimen välisessä yhdeputkessa ja heti lämmönsiirtimen jälkeen. Kuvassa 16 on lämpötilojen mittauksessa käytetty PT-1000 vastuslämpötila-antureita, millä voitiin mitata -50 ja 120 °C välillä olevia lämpötiloja $\pm 0,3$ °C tarkkuudella. Samalla tavalla mitattiin lämmönsiirtimen kuumapuolelle menevän vesivirtauksen lämpötila.



Kuva 16. Mittauksissa käytetty paine-erolähetin (vasemmalla) ja lämpötila-anturi (oikealla)

Lämpötehon ja lämmönsiirtolevyissä tapahtuvan painehäviön mittaamiseksi työssä selvitettiin lämmönsiirtimen läpi kulkevien vesi- ja ilmavirtausten tilavuusvirrat, joista voitiin määrittää lämmönsiirtimen läpi kulkeva massavirta. Kuvassa 17 on kaasupuolen tilavuusvirran mittaamisessa käytetty Pitot-putkeen perustuva tilavuusvirta-anturi, joka oli asennettu kompressorin ja lämmönsiirtimen väliseen yhdeputkeen. Valmistajan antamassa manuaalissa tälle mittalaitteelle oli annettu tarkkuudeksi ± 2 %. Vesipuolen tilavuusvirran mittauksessa käytettiin sähkömagneettista tilavuusvirta-anturia, jonka tarkkuudeksi valmistaja oli antanut $\pm 0,5$ %. Molemmat anturit antoivat tulokset todellisina tilavuusvirtoina.



Kuva 17. Mittauksissa käytetty tilavuusvirta-anturi

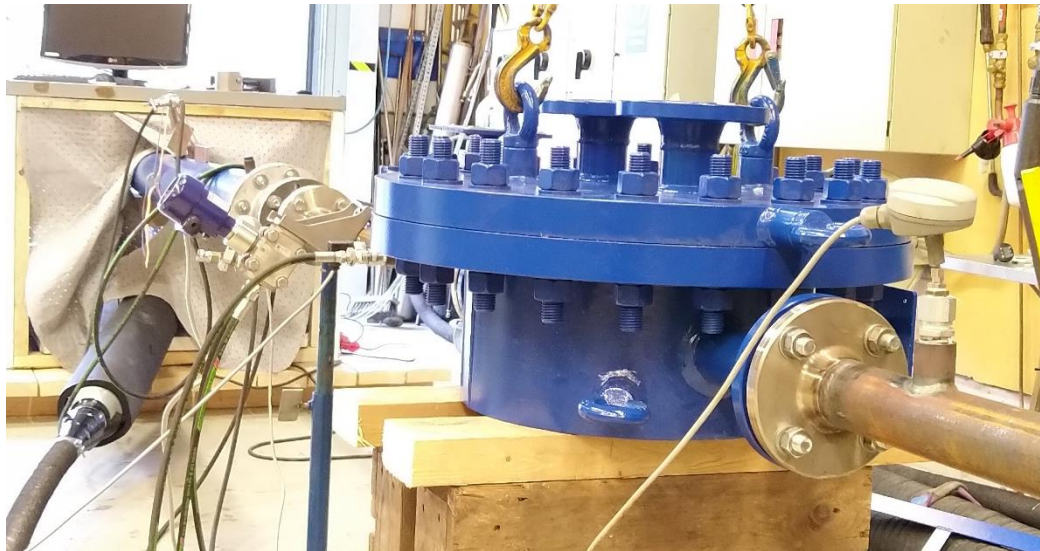
Työssä lämmönsiirtimessä tapahtuva kokonaispainehäviö selvitettiin ainoastaan paineilmapuolella, minkä mittaamiseen käytettiin paine-erolähetintä. Paine-erolähetin on laite, joka mittaa kahdessa eri pisteessä olevan virtauksen painetasojen välisen eron. Työssä paine-erolähettimen mittausmittauspisteet asetettiin lämmönsiirtimen sisäänmenon ja ulostulon läheisyyteen, jolloin näiden mittapisteen antama paine-ero vastaa lämmönsiirtimen kokonaispainehäviötä (Kuva 16). Työssä käytetyn paine-erolähettimen mittausalue oli 0,01-40 bar ja tarkkuus 0,25-400 mbar.

Lämmönsiirtimen kokonaispainehäviöön vaikuttavat lämmönsiirtimessä tapahtuva staattinen painehäviö ja kaasun dynaaminen paine. Staattisen painehäviön selvittämiseksi kokonaispainehäviöstä vähennettiin kaasuvirtauksen dynaaminen paine. Tällöin jäljelle jää lämmönsiirtimen aiheuttama staattinen painehäviö, mikä muodostuu levyjen välisen painehäviön lisäksi muista lämmönsiirtimen rakenteen aiheuttamista painehäviöistä. Painehäviöitä syntyy esimerkiksi yhdeputkista ja yhdeputkista tulevan ilmvirran leviämisestä levypakan ja paineastian väliseen tilavuuteen. Työssä ei yritetty poistaa muita lämmönsiirtimen rakenteesta johtuvia painehäviöitä, jonka takia tulosten analysoinnissa mitattua kokonaispainehäviötä verrattiin empiirisiin korrelaatioiden ja CFD-mallinnuksien ennustamiin painehäviöihin.

Mitattujen lämpötilojen ja massavirtojen pohjalta voitiin laskea lämpötehot vesi- ja kaasuosille, kun aineiden aineominaisuudet on tiedossa. Tutkimalla mittaustuloksia huomattiin, että paineilman lämpötilaero sisään- ja ulostulon välillä oli noin 40 °C ja vastavasti kuumapuolella lämpötilaero oli vain 6-8 °C. Suuremmasta lämpötilaerosta johtuen työssä käytettiin kylmäpuolen virtauksen avulla laskettua lämpötehoa, koska suurempi lämpötilaero pienentää lämpötilan mittauksesta johtuvien mittausvirheiden vaikutusta laskettuun lämpötehoon. Kuvassa 18 on havainnollistettu lämpötilojen ja massavirtojen mittauksessa käytettyä laitteistoa.

Työssä tehtävissä mittauksissa lämmönsiirtimeen syötettiin kylmäpuolelle paineilmaa massavirralla 0,51-0,53 kg/s, jonka painetaso nostettiin haluttuun tasoon ruuvikompressorilla. Tämän jälkeen ilman lämpötila jäähdytettiin 21-26 °C lämpötilaan. Lämpötilan laskemisen yhteydessä paineilmaasta poistettiin ylimääräinen kosteus, joka muuten voisi aiheuttaa mittausvirhettä. Kuumapuolella lämmönsiirtimeen syötettiin vettä 0,5 ja 4,7 l/s tilavuusvirralla riippuen tehtiinkö mittaukset ristivirta vai vastavirtakonfiguraatiolla. Mittauksissa käytettävä vesi saatiin kuumavesisäiliössä, minkä avulla syöttöveden lämpötila voitiin pitää lähes vakiolämpötilassa 67-69 °C.

Paineilmatestien lisäksi työssä tutkittiin myös lämmönsiirtimen käyttäytymistä normaali-ilmanpaineessa (n. 1 bar). Näissä mittauksissa lämmönsiirtimeen menevä ilmavirta saatiin aikaiseksi puhaltimella, jonka avulla tuotettiin 0,4-0,13 l/s ilmavirta. Lämmönsiirtimeen syötettävän ilmavirran lämpötila vaihteli 23-46 °C välillä, mikä oli huomattavasti enemmän, kuin paineilmalla tehdyissä testeissä. Vesipuolen massavirta vaihteli 0,5 ja 1,0 l/s välillä mittaussarjasta riippuen. Vesipuolen sisäänmenolämpötila oli samaa suuruusluokkaa, kuin paineilmatesteissä.



Kuva 18. Vaippapuolen paineilmatesteissä käytettyä mittalaitteistoa

Mittauksissa käytetty levylämmönsiirrin oli käyttämätön, joka takia lämmönsiirtimen likaantumista ei huomioitu mittaustulosten analysoinnissa. Tulosten alustavassa analysoinnissa huomattiin paineilmapuolen konvektiivisen lämpövastuksen olevan huomattavasti levyn vesipuolen konvektiivinen lämpövastusta ja lämmönsiirtolevyn johtumisvastus suurempi. Tästä syystä levyn lämmönsiirron rajoittava tekijä on ilmapuolen konvektiivinen lämmönsiirto, jonka takia tulosten analysoinnissa keskittyttiin tämän tutkimiseen. Työssä rajoituttiin tutkimaan vain yhtä levykokoa ja mittaukset suoritettiin risti- ja vastavirtakonfiguraatioilla lämmönsiirtimen pakka- ja vaippapuoolella.

4.2 Mittaus- ja mallinnustapausten tiedot

Työssä tutkittavan Plate&Shell-levylämmönsiirtimen lämmönsiirtoelementtinä käytettiin 3HH lämmönsiirtolevyistä rakennettua levypakkaa. Lämmönsiirtolevyjen halkaisija on 300 mm. Työssä valittiin pienehköä levykokoa käyttävä levypakka, koska suurempien lämmönsiirtolevyjen mallintaminen virtauslaskennalla olisi ollut kohtuuttoman raskasta. Työssä hyödynnettävä mittaustiedot saatiin kahdesta eri tyyppisestä mittaussarjasta, joista ensimmäisessä lämmönsiirtimeen syötettiin paineilmaa vaihtelevalla painetasoilla.

Toisessa mittaussarjassa lämmönsiirtimeen syötettiin normaali-ilmanpaineessa olevaa ilmaa vaihtelevalla tilavuusvirralla.

Paineilma- ja puhallintesteissä lämmönsiirtimessä käytettiin 60 lämmönsiirtolevyn levy-pakkaa ja kaikissa tapauksissa mitattiin lämmönsiirtoteho ja painehäviö ristivirta- että vastavirtakonfiguraatioilla ja vaippa- ja pakkapuolella. Yhteensä näiden mittaamiseen tarvittiin kahdeksan mittaussarjaa. Alustavassa tulostenkäsittelyssä huomattiin, että puhallintesteissä ilmavirtauksen Reynoldsin luku oli selvästi matalampi, kuin paineilmatesteissä. Tästä syystä tulosten analysoinnissa hyödynnettiin puhallintestien tuloksia vain suurimpien tilavuusvirtojen osalta, jotta mittausten Reynoldsin luvut olisivat mahdollisimman lähellä paineilmatestejä. Työn yhteydessä suoritettiin kolmas mittaussarja 3HH levyllä, jossa tutkittiin pelkästään painehäviötä, mutta tämän mittaussarjan tulokset eivät olleet linjassa energiatestien kanssa, joten tästä saatuja tuloksia ei huomioitu työssä.

Paineilmatesteissä lämmönsiirtimeen ajettiin aluksi paineilmaa 9 barin absoluuttisella painetasolla, jonka jälkeen painetasoa alettiin laskea hiljalleen kohti 6 bar absoluuttista painetasoa. Mittauksissa painetasoa laskettiin yksi baari kerrallaan siten, että painetason laskun jälkeen odotettiin noin 5 minuuttia, jotta virtausolot tasoittuisivat. Tämän jälkeen tasoittuneet lämpötilojen, tilavuusvirtauksen ja painehäviöiden arvot kirjattiin ylös, jonka jälkeen painetasoa laskettiin uudelleen 1 barin verran. Tätä jatkettiin, kunnes saavutettiin 5 barin painetaso, jonka jälkeen mittaussarja päätettiin.

Puhalltimilla tehdyissä testeissä lämmönsiirtimeen syötettiin aluksi normaali-ilmapaineessa olevaa ilmaa noin 0,04 l/s tilavuusvirralla. Mittauksissa tilavuusvirtaa nostettiin kerrallaan noin 0,02 l/s, jonka jälkeen odotettiin 5 minuuttia, jotta lämpötilan, tilavuusvirran ja painehäviön suuruudet ehtisivät tasaantua. Tämän jälkeen saadut tulokset kirjattiin ylös, minkä jälkeen tilavuusvirran tasoa nostettiin uudelleen. Tätä toistettiin yhteensä 4 kertaa, jolloin suurimmaksi tilavuusvirran tasoksi saatiin n. 0,08-0,13 l/s mittaussarjasta riippuen. Yhteensä puhallintesteillä saatiin tulokset 5 eri tilavuusvirran suuruudella, joista työssä tutkittiin vain suurimmilla tilavuusvirroilla saatuja tuloksia.

4.3 Virtausmallinnukset

Levylämmönsiirtimiä koskevissa tutkimuksissa on havaittu, etteivät mittaukset ja näihin perustuvat korrelaatiot anna kovin tarkkaa kuvaa siitä millaisia ilmiöitä lämmönsiirtimeen painehäviön ja lämmönsiirron taustalla on. Tämä johtuu siitä, että lähes kaikki levylämmönsiirtimiä koskevat korrelaatiot kertovat vain keskimääräisen painehäviön tai lämmönsiirron suuruuden eivätkä ne ota esimerkiksi virtauksen jakautumista huomioon. Tästä

syystä työssä tutkittiin virtauslaskennan avulla sitä vaikuttaako painetasen muutos virtauksen jakautumiseen lämmönsiirtolevyjen välissä, koska tätä ilmiötä oli mahdotonta todentaa tehdyissä mittauksissa. Lämmönsiirtolevyjen välistä virtausjakaumaa työssä ei tutkittu, koska tämä olisi ollut laskennallisesti liian raskas prosessi.

Tarkkojen virtausmallinnusten tekeminen on varsin monimutkainen prosessi, koska se koostuu monista yksittäisistä vaiheista, joista jokaisella voi olla merkittävä vaikutus laskennan lopputulokseen. Tärkeimmät vaiheet virtauslaskennassa ovat laskenta-alueen geometrian luonti, laskentaverkon luominen halutulle geometrialle, haluttujen fysikaalisten ilmiöiden mallintaminen, aineominaisuuksien määrittely ja tilannetta kuvaavien reunaehto- ja tilanteiden valitseminen (Versteeg & Malalasekera 2007)

4.3.1 Mallinnusympäristö

Työssä mallinnettavat Vahterus Oy:n lämmönsiirtolevyn geometriaa kuvaavat CAD-mallit luotiin Solidworks-ohjelmistolla. Luotujen CAD-mallien avulla luotiin kahden lämmönsiirtolevyn väliin muodostuvan virtauskanavan tilavuusmallit vaippa- ja pakkapuolille. Takaisinvirtauksen ja muiden epäfysikaalisuuksia aiheuttavien virheiden välttämiseksi pakkapuolen geometriaan lisättiin yhdeputkea muistuttava lisätilavuus lämmönsiirtolevyjen sisään- ja ulostulojen kohdille. Vaippapuolelle lisättiin samasta syystä suorakaidetta muistuttava tilavuus sisääntulon ja ulosmenon kohdille. Tämän haittapuolena oli laskentatilavuuden kasvu, joka kasvatti mallinnusten raskautta.

Ennen laskentaverkon luomista tilavuusmallien geometriaa pyrittiin korjaamaan, jotta myöhemmin suoritettavissa mallinuksissa ei esiintyisi huonoihin CAD-geometrioihin liittyviä ongelmia. Tilavuusmalleissa esiintyi paljon teräviä kulmia ja geometrioiden korjaamisessa keskityttiin näiden kulmien pyöristämiseen. Geometriassa esiintyvät kulmat aiheuttavat ongelmia laskentaverkon luomisessa, koska näihin on vaikeaa luoda laadukkaita laskentakoppeja ja huonolaatuiset laskentakopit aiheuttavat virhettä mallinuksien tuloksiin. Reunojen pyöristäminen onnistui pakkapuolen tilavuusmallissa, mutta vaippapuolella pyöristyksien tekeminen osoittautui liian vaikeaksi, jonka takia näitä ei tehty. Pyöristyksien puutteesta johtuen vaippapuolen laskentaverkon luomisessa käytettiin paljon pienempiä toleransseja laskentasolujen vinoumille.

Ennen varsinaista verkotusta työssä jaettiin laskenta-alueen ulkopinnat osiin ja nämä osat nimettiin käyttäen SpaceClaim ohjelmistoa. Osiin jakaminen mahdollisti laskenta-alueen yksityiskohtaisemman pintaverkotuksen, jonka avulla verkon tiheyttä voitiin kasvattaa työn kannalta olennaisissa osissa ja vastaavasti harventamaan osissa, jotka eivät juurikaan vaikuta laskennan lopputulokseen. Osiin jakamisen ja nimeäminen mahdollisti

myös yksityiskohtaisten reunaehtojen määrittämisen, mitä ilman ei olisi mahdollista rakentaa realistista virtausmallia.

Työssä käytetyn laskenta-alueen verkotuksen luomisessa käytettiin ANSYS Fluent 19.1 ohjelmiston meshing työkalua. Ennen kokonaisten levyjen muodostaman virtauskanavan verkotusta työssä pyrittiin löytämään laskentaverkolle sopiva tarkkuus tutkimalla virtauksen käyttäytymistä pakkapuolen virtauskanavasta leikatusta pienessä tilavuusmallissa. Tällä tavoin onnistuttiin löytämään pintaverkon tiheydelle sopivat lähtöarvot, joita muokkaamalla löydettiin sopivat parametrit kokonaisen virtauskanavan pintaverkolle. Vaippapuolen virtauskanavan verkotuksessa käytettiin lähtöarvauksena pakkapuolen levyille löydettyjä parametreja.

Löydettyjen parametrien avulla luotiin tetraedreistä muodostuva pintaverkko pakka- ja vaippapuolelle. Ennen tilavuusverkon luomista verkotusohjelmalla poistettiin pintaverkossa esiintyvät virheelliset tahkot, jonka jälkeen pintamallissa esiintyviä vinoumia korjattiin, kunnes suurimman vinouman arvo oli 0,85 pakkapuolella ja 0,6 vaippapuolella. Reunaverkon korjaamisen jälkeen määriteltiin haluttujen rajakerrostihennysten korkeus ja määrä, siten että turbulenssin dimensioton seinämäetäisyys y^+ olisi alle 1. Rajakerrostihennysten määrittelyn jälkeen luotiin varsinainen laskentaverkko käyttäen polyedreihin perustuvia laskentasoluja. Laskentasolujen muodoksi valittiin polyedrit koska näiden avulla voitiin saavuttaa sama laskennallinen tarkkuus pienemmällä määrällä laskentasoluja verrattuna tetraedreihin. (ANSYS Inc. 2018b)

Työssä käytettävässä virtausmallissa huomioitiin virtauksen lämmönsiirto ja virtaavaan aineen kokoonpuristuvuus. Turbulenssi mallinnettiin k- ω SST-mallilla, joka on esitelty alaluvussa 3.3. Virtausmallinuksissa seinämien materiaaliksi määriteltiin teräs ja fluidiksi ilma. Ilman aineominaisuudet määriteltiin kaasuvirtauksen painetason ja lämpötilojen perusteella siten, että paineena käytettiin mitattua painetasoa ja lämpötilana mitattujen alku- ja loppulämpötilojen keskiarvoa. Pakkapuolen virtauskanavasta otetulla osalla tehdyissä mallinuksissa huomattiin, että paikallinen virtausnopeudet nousivat melko suuriksi (50-100 m/s), jonka takia ilman tiheys määriteltiin ideaalikaasun tilayhtälön avulla, joka mahdollistaa virtauksen kokoonpuristuvuuteen liittyvien ilmiöiden huomioimisen. (ANSYS Inc. 2018a)

Työssä virtaushallitsevat osittaisdifferentiaaliyhtälöt diskretisoitiin tilavuusmenetelmän (FVM) avulla. Eri virtauslaskentaohjelmistot saattavat käyttää erilaisia diskretisointimenetelmiä, joita ovat esimerkiksi differensimentelmä (FDM) ja elementtimenetelmä (FEM). Virtaustilanteen diskretoinnissa käytettiin hyödyksi ensimmäisen ja toisen asteen ylävir-

tamenetelmiä. Suoritetuissa laskennoissa virtauksen liikemäärää, tiheys ja energia ratkaistiin toisen asteen ylävirtamenetelmällä ja turbulenssin kineettinen energia ja spesifi dissipaatio ratkaistiin ensimmäisen asteen ylävirtamenetelmällä.

Ylävirtamenetelmissä muuttujan arvo laskentasolun seinämällä saadaan ratkaistua interpoloimalla arvo virtauksen ylävirran suunnassa olevasta solun arvosta. Toisen-asteen ylävirtamenetelmässä hyödynnetään Taylorin-sarjoja, jonka avulla saavutetaan suurimpi tarkkuus. Virtauksen painekorjauksessa hyödynnettiin Coupled-menetelmää, jossa liikemäärä ja paineperusteinen jatkuvuusyhtälö ratkaistaan samanaikaisesti. Painekorjaus voidaan myös suorittaa esimerkiksi erotelluilla algoritmeilla, kuten SIMPLE:llä. Virtauslaskennassa hyödynnettiin ns. pseudotransienttia alirelaksointia, jossa laskennan alirelaksointia hallitaan ns. pseudo aika-askeleen avulla. Alirelaksointia käytettiin ensimmäisten iterointikierrosten aikana konvergenssin parantamiseksi. (ANSYS Inc. 2018a)

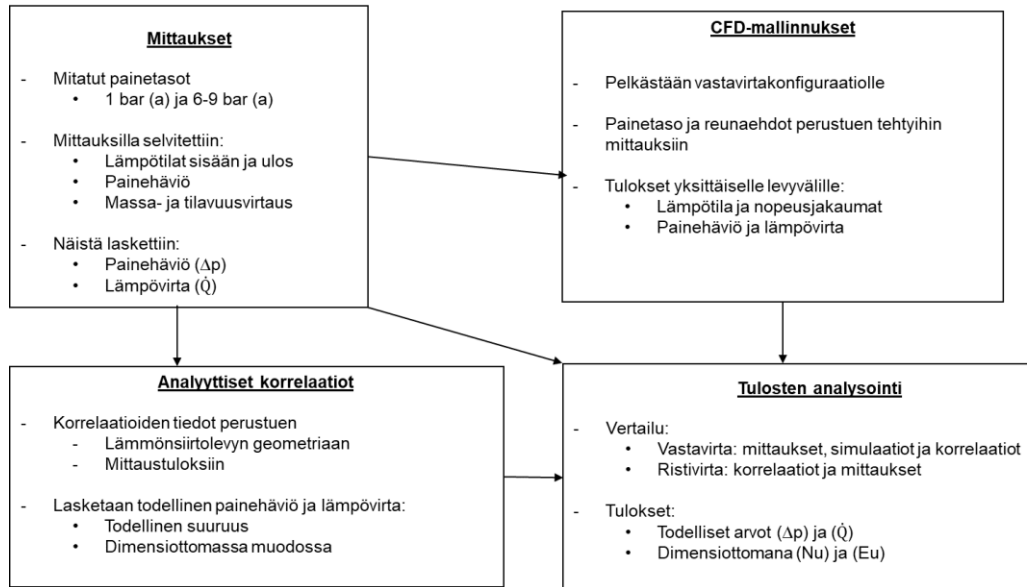
4.3.2 Mallinnettavien tapausten tiedot

Lämmönsiirtolevyjen muodostamassa virtauskanavassa oleva virtaus mallinnettiin työssä kahdessa vaiheessa. Aluksi Fluent meshing työkalulla luotiin harvempi laskentaverkko geometrialle, jonka avulla simuloitiin alkuarvaus. Tämän jälkeen harvemmasta laskentaverkosta saadut tulokset interpoloitiin tiheämpään laskentaverkkoon samasta geometriasta, mitä käyttäen mallinnettiin lopullinen virtaustilanne. Virtausmallinnuksien suorittaminen kahdella laskentaverkon tiheydellä antoi tärkeää tietoa siitä, miten laskennan tulokset muuttuvat, kun laskentaverkon tiheys kasvaa. Tätä kautta työssä saatiin tietoa virtausmallin verkkoriippuvuudesta, mistä oli merkittävää hyötyä tulosten luotettavuutta arvioitaessa. (Versteeg & Malalasekera 2007)

Työssä valittiin virtauslaskennan avulla tutkittaviksi 1, 6 ja 9 bar absoluuttiset painetasot. Painetasojen valinta perustui siihen, että 1 ja 6 bar absoluuttisten painetasojen välillä suhteellinen muutos oli suurin ja tästä saadaan selville, miten lämmönsiirtimen toiminta muuttuu, kun sitä operoidaan normaali-ilmanpaineisella ja korkeapaineisella ilmalla. Työssä havaittiin, että puhallin- ja paineilmatestien välillä Reynoldsin luku muuttui huomattavasti, minkä takia työssä tarkasteltiin kahta paineilmatestiä keskenään, koska paineilmatesteissä Reynoldsin luku oli vakio. Työssä 9 bar absoluuttinen painetaso valittiin kolmanneksi tapaukseksi, koska tämän ja 6 bar tapausten välinen paine-ero oli suurin, jolloin mahdolliset muutokset olisivat helpommin havaittavia.

Työssä tehtyjen virtausmallinnuksien reunaehdot perustuivat tehtyihin mittauksiin. Virtausmallinnuksissa käytetty sisääntulevan massavirran suuruus määriteltiin jakamalla lämmönsiirtimeen menevä kokonaismassavirta lämmönsiirtoelementin levyvälien

määrällä ja lämpötila määriteltiin yhtäsuureksi mitatun sisäänmenevän virtauksen lämpötilan kanssa. Ulostulon painetasoksi määriteltiin normaali-ilmanpaine ja takaisinvirtauksen lämpötila määriteltiin yhtäsuureksi mitattauksissa löydetyn lämmönsiirtimestä poistuvan ilmavirtauksen kanssa. Mallinuksissa seinämien lämpötilat määriteltiin niin ikään mittausten pohjalta (Kuva 19).



Kuva 19. Mittaustuloksien hyödyntäminen CFD-mallinuksissa, analyyttisissä korrelaatioissa ja tulosten analysoinnissa

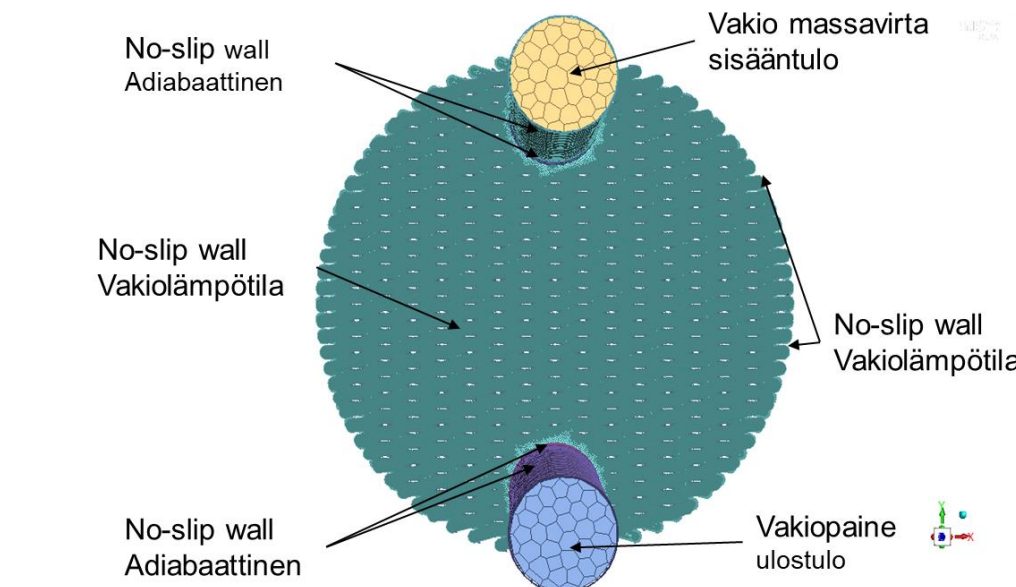
Työssä karkealla verkolla tehtyt laskennat suoritettiin tavanomaisella työasemalla, mutta laskennan raskaudesta johtuen tarkemmalla verkolla suoritettut virtauslaskennat tehtiin laskemaan laskentaklusterilla. Harvemmalla laskentaverkolla tehtävissä laskelmissa pystyttiin käyttämään lineaarista lämpötilareunaehto lämmönsiirtolevyn seinämien lämpötilojen määrittelyssä, mikä perustui sisääntulevien ja ulosmenevien virtausten lämpötiloihin. Teknisistä vaikeuksista johtuen lineaarista lämpötilareunaehto ei pystytty asettamaan klusterilla tehtäville virtausmalleille.

Tämän takia tarkemmalla laskentaverkolla tehtävissä simulaatioissa käytettiin vakio lämpötilareunaehto lämmönsiirtolevyjen seinämillä, mikä muuttaa hieman tuloksia lämmönsiirtotehon osalta. Klusterilla tehtävissä mallinuksissa lämmönsiirtolevyn pintalämpötila määritettiin vesivirtauksen ja ilmavirtauksen keskilämpötilojen avulla

$$T_w = \frac{c_{p,water}\dot{m}_{ch,water}T_{m,water} + c_{p,air}\dot{m}_{ch,air}T_{m,air}}{c_{p,water}\dot{m}_{water} + c_{p,air}\dot{m}_{air}}, \quad (43)$$

jossa T_w on seinämän lämpötila, $c_{p,water}$ ja $c_{p,air}$ ovat vesi- ja ilmavirtauksen ominaislämpökapasiteetit, $\dot{m}_{ch,water}$ ja \dot{m}_{air} ovat vesi- ja ilmavirtauksen massavirrat virtauskanavissa ja $T_{m,water}$ ja $T_{m,air}$ on virtauksien keskilämpötilat, jotka on määritelty mittauksien pohjalta.

Kuvassa 20 on esitelty pakkapuolen mallinnuksissa käytetty laskentaverkko, mihin on merkitty käytetyt reunaehtotyypit. Laskenta-alueen ulosmenossa käytettiin painereuna-ehtoa, joka määriteltiin vastaamaan normaali ilmanpainetta 1,013 bar. Ulostulon takaisinvirtauksen lämpötila määriteltiin vastaamaan mittauksia. Sisäänmenon ja ulostulon kohdilla määriteltiin virtauksen intensiteetti ja viskositeettien suhde. Levyvälin virtauksen turbulenssin intensiteetti oli melkein sama, kuin Fluentissa käytettävä alkuarvo, joten tätä ei muutettu simuloinneissa. Pakkapuolen apugeometrialle käytettiin "no-slip" ja adiabaattisen seinämän reunaehtoja. Lämmönsiirtolevyille käytettiin "no-slip" ja vakiolämpötila reunaehtoja. Laskentaverkkoa luotaessa levyjen väliin muodostuva kulma pyöristettiin, joten siihen merkittiin samat reunaehdot, kuin varsinaisiin lämmönsiirtolevyihin. Tästä syystä lämmönsiirtolevyn seinämän reunaehdot on merkitty kahteen kertaan kuvaan 20. Kaikkien seinämien materiaaleina käytettiin terästä.



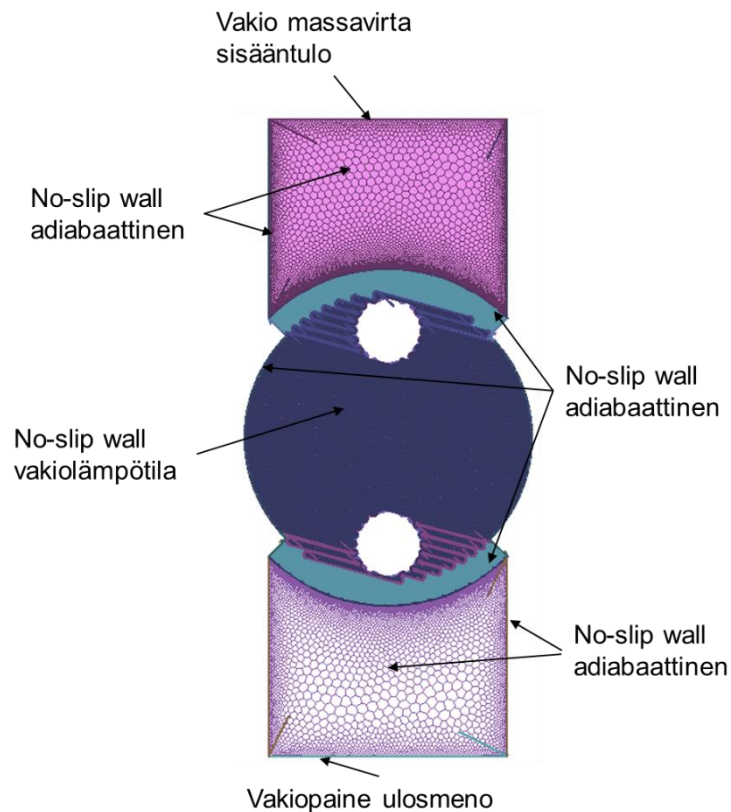
Kuva 20. Pakkapuolen simuloinneissa käytetyt reunaehdot

Taulukossa 1 on esitelty simuloinneissa käytetyt reunaehdot eri simulointitapauksissa. Kompressorilla tehdyissä mittauksissa lämmönsiirtimen tulevan ilmvirtauksen suuruus ja lämpötila pyrittiin pitämään yhtä suurina, jonka takia nämä määriteltiin 6- ja 9-barin absoluuttisten painetasojen mittauksia vastaavissa simuloinneissa vakioiksi, joiden arvot ovat annettu taulukossa. Paineilmatestien massavirta saatiin selville suoraan mittaustuloksista. Puhallintesteissä selvitettiin massavirran sijasta tilavuusvirta, jonka takia tämä tulos piti muuttaa massavirraksi mittauksia vastaavan tiheyden avulla. Taulukossa esiintyvien seinämien lämpötilojen arvot laskettiin aiemmin esitettyllä kaavalla (45).

Taulukko 1 Pakkapuolen simuloinneissa käytetyt reunaehdot

Reuna	Reunaehdon tyyppi	1-bar, Pakka	6/9-bar, Pakka
Sisääntulo (mass flow inlet)	Vakio lämpötila Massavirta	316,2 K 0,00382 kg/s	298,3 K 0,01733 kg/s
Ulosmeno (pressure outlet)	Paine Takaisinvirtaus lämpötila	0 bar 339,5 K	1,013 bar 340 K
Sisääntulo seinämät (no-slip boundary)	Lämpötila	Adiabaattinen	Adiabaattinen
Ulosmeno seinämät (no-slip boundary)	Lämpötila	Adiabaattinen	Adiabaattinen
Levyseinämät (no-slip boundary)	Lämpötila	339,7 K	340 K

Kuvassa 21 on esitelty vaippapuolen simuloinneissa käytetty pintaverkko, johon on merkitty vaippapuolen simulointien reunaehtotyytit. Työssä tehdyt vaippa- ja pakkapuolen mittaukset tehtiin suurin piirtein samalla tavalla, jonka takia työssä vaippa- ja pakkapuolen simulaatioiden reunaehdot määriteltiin pitkälti samalla tavalla.

**Kuva 21.** Vaippapuolen simulaatioiden reunaehdot

Vaippapuolen apugeometriassa käytettiin ”no-slip” ja adiabaattisen seinämän reunaehdot. Sisäänmenon ja ulostulon reunaehdot määriteltiin täsmälleen samalla tavalla, kuin pakkapuolen simulaatiossa. Varsinainen virtauskanavan rajoittuu vaippapuolella lämmönsiirtolevyn pintaan ja levyjen välissä olevaan tiivisteeseen. Levyille käytettiin vakio- lämpötila ja ”no-slip” reunaehdot ja tiivisteelle käytettiin ”no-slip” ja adiabaattisen seinän reunaehdot. Levypakan ja apugeometrian välissä olevassa turkoosina näkyvässä osassa ”no-slip” ja adiabaattisen seinän reunaehdot. Virtauskanavan monimutkaisesta geometriasta johtuen tämä osa sisältää pienen osan lämmönsiirtolevyä, jossa todellisuudessa pitäisi olla vakio- lämpötilareunaehto (Kuva 21).

Taulukossa 2 on listattuna simuloinneissa käytetyt reunaehdot arvoineen. Reunaehdoissa käytettävät numeeriset arvot on määritelty täsmälleen samalla tavalla, kuin pakkapuolen simulaatioissa, jonka takia näiden määritelmiä ei käydy uudestaan läpi (Taulukko 1).

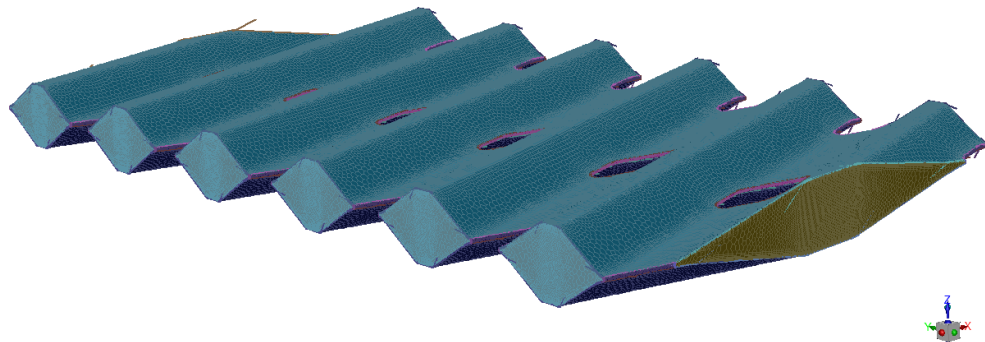
Taulukko 2 Vaippapuolen simulointien reunaehdot

Reuna	Reunaehdon tyyppi	1-bar	5/8-bar
Sisääntulo (mass flow inlet)	Lämpötila	318,1 K	296.5 K
	Massavirta	0,00336 kg/s	0,0179 kg/s
Ulosmeno (pressure outlet)	Paine	0 bar	1,013 bar
	Takaisinvirtauksen lämpötila	335,5 K	334,7 K
Sisääntulo seinämät (no-slip boundary)	Lämpötila	Adiabaattinen	Adiabaattinen
Ulosmeno seinämät (no-slip boundary)	Lämpötila	Adiabaattinen	Adiabaattinen
Levyseinämät (no-slip boundary)	Lämpötila	339,6 K	339,8 K

4.3.3 Verkkoriippumattomuustarkastelu

Mallinnuksien verkkoriippumattomuustarkastelu suoritettiin kahdessa osassa. Aluksi geometrian verkkoriippumattomuuden saavuttamista tarkasteltiin levyvälin geometrian keskiosasta otetun palasen avulla. Pienellä la voititiin tutkia kohtuullisen nopeasti sitä, mitkä laskentaverkon ominaisuudet vaikuttavat eniten laskennan tarkkuuteen. Lämmönsiirtolevystä leikatussa kappaleessa oleva virtaus on luonteeltaan periodista, jonka kappaleella tehtävissä simuloinneissa voidaan hyödyntää periodisia tai syklisiä reunaehdot. (Etemad & Sundén 2016).

Työssä tehdyssä verkkoriippuvuustarkastelussa hyödynnettiin periodisia reunaehtoja x- ja y-suuntia vastaan olevilla reunoilla. Periodisia reunaehtoja käytettäessä virtauksen on oltavat kokoonpuristumatonta ja aineominaisuudet eivät saa riippua lämpötilasta. Tästä syystä periodiset reunaehdot eivät sovellu yksinään verkkoriippumattomuuden tutkimiseen. Verkkoriippuvuustarkastelussa laskenta-alueelle tuleva massavirta määriteltiin y-suuntaiseksi ja sen suuruus arvioitiin kertomalla yksittäisen levyvälin sisällä olevaa massavirtaa kappaleen x-suuntaisen paksuuden ja lämmönsiirtolevyn halkaisijan suhteella. Verkkoriippuvuutta tarkastelevissa simuloinneissa käytettiin fluidina ilmaa, jonka aineominaisuudet haettiin 1 barin paineessa ja 325 K lämpötilassa. Muuten käytetyt reunaehdot vastasivat tiheällä verkolla tehtäviä varsinaisia simulaatioita. Kuvassa 22 on esitetty alustavassa verkkoriippuvuustarkastelussa käytetty geometria ja yksi tarkastelussa käytetyistä laskentaverkoista.



Kuva 22. Verkkoriippuvuustarkastelussa käytetty geometria ja sen laskentaverkko

Verkkoriippuvuus tarkastelussa havaittiin, että laskentaverkon tiheys lämmönsiirtolevyjen seinämillä oli tärkein laskentaverkon ominaisuus, kun tarkasteltiin näiden vaikutusta laskennan tuloksiin. Muilla laskentaverkon ominaisuuksilla, kuten rajakerrostihennyksien määrällä tai kulmissa olevien pyöristysten pintaverkolla ei sen sijaan ollut kovin suurta vaikutusta laskennan lopputulokseen.

Ensimmäisen verkkoriippuvuustarkastelun jälkeen työssä tutkittiin laskentaverkon vaikutusta kokonaisella levyvälillä. Pakkapuolen harvemmassa laskentaverkossa verkon suuruudeksi tuli noin 5,9 miljoonaa laskentasolua ja tiheämmän verkon koppimäärä oli noin 15,2 laskentasolua. Vastaavasti laskentasolujen määrät vaippapuolen virtausmalleissa olivat 8,2 miljoonaa laskentasolua harvemmassa verkossa ja 16,7 miljoonaa solua tiheämmässä verkossa. Tutkittavissa tilanteista Reynoldsin luku on suurin 6 ja 9 barin absoluuttisilla painetasoilla tehdyissä simulaatioissa, joissa näiden suuruudet ovat lähes tulkoon samat. Pienemmästä tiheydestä johtuen virtausnopeudet ovat suurempia 6 bar tapauksessa. Suuremmista virtausnopeuksista johtuen kokoonpuristuvuudesta johtuvat

ilmiöt ovat suurempia 6 bar tapauksessa, jonka takia verkkoriippumattomuutta tutkitaan 6 barin painetasolla (Çengel & Boles 2011).

Pakkapuolen simulaatioissa huomataan, että laskentaverkon tiheyden kolminkertaistaminen 5 miljoonasta 15 miljoonaan laskentakoppiin nostaa lämmönsiirtimen painehäviötä ja lämpötehoa noin 1 %. Taulukossa 3 on esitetty verkkoriippumattomuustarkastelun tulokset, jonka pohjalta huomataan, että laskentaverkon tihentäminen nosti painehäviötä ja lämmönsiirtoa sekä vaippa- että pakkapuolella. Vaippapuolella laskentaverkon muutos oli kohtalaisen iso, kun taas pakkapuolella havaittava muutos oli minimaalista. Osittain muutos saattoi johtua siitä, että tietokoneklusterilla ajettavissa simulaatioissa ei voitu käyttää lineaarisia lämpötilareunaehtoja. Dimensioton etäisyys y^+ pieneni vain vähän simulointien välillä, jonka perusteella turbulenssimallia voidaan pitää suunnilleen yhtä luotettavana eri laskentaverkoilla.

Taulukko 3 Pakkapuolen verkkoriippuvuus 5,6 miljoonaa solua vs. 15,2 miljoonaa solua

Grid size	mass flow (kg/s)	dp (Pa)	f (-)	Eu (-)	Q (kW)	h (W/m ² K)	Nu (-)	Turb y^+ (-)
5 613 000	0,0173	21360	4,4	228	20,7	391	59,7	0,80
15 220 000	0,0173	21500	4,5	231	20,9	396	59,5	0,75

Taulukossa 4 on esitetty vaippapuolen simulaatioiden tulokset, joista huomataan, että laskentaverkon tihennys nostaa hieman simulaation painehäviötä ja lämmönsiirtoa. Harvemmalla verkolla simuloitu painehäviö oli 28 kPa ja tiheämmällä verkolla painehäviön arvo oli 30 kPa, mikä tarkoittaa noin 8 % muutosta laskentaverkon kaksinkertaistuksessa. Harvemman verkon lämmönsiirtoteho oli 21,9 kW ja tiheämmällä verkolla saatu lämpöteho oli 22,4 kW, mikä tarkoittaa noin 3 % kasvua laskentaverkon tiheyden kaksinkertaistuksessa. Vaippapuolella dimensiottoman etäisyyden y^+ arvo oli 1,1 harvalla ja 0,9 tiheällä laskentaverkolla. Harvalla laskentaverkolla y^+ arvo ylittää arvon 1, jonka takia laskentaverkon tihennyksellä on merkittävämpi vaikutus turbulenssimallin toimivuuteen, kuin pakkapuolella (ANSYS Inc. 2018a).

Taulukko 4 Vaippapuolen verkkoriippuvuus 8,2 miljoonaa solua vs. 16,7 miljoonaa solua

Grid size	mass flow (kg/s)	dp (Pa)	f (-)	Eu (-)	Q (kW)	h (W/m ² K)	Nu (-)	Turb y^+ (-)
8 190 000	0,0179	28200	4,2	298	21,9	301	45,7	1,1
16 690 000	0,0179	30404	4,4	311	22,4	309	46,9	0,9

5. TULOKSET JA NIIDEN ANALYSOINTI

Luvun alussa tutkittiin työssä tehtyjä paineilma- ja puhallintesteistä saatuja tuloksia ja niiden avulla pyrittiin luomaan yleiskuva painetason vaikutuksesta lämmönsiirtimen toimintaan. Tämän jälkeen työssä tehdyt virtausmallinnukset verifioitiin vertaamalla niitä mittaustuloksiin, jonka jälkeen mallinnuksien avulla tutkittiin painetason vaikutusta virtauksen nopeus- ja lämpötilajakaumiin. Luvun lopuksi mittausten, mallinnusten ja korrelaatioiden antamia tuloksia verrattiin keskenään. Tämän avulla pyrittiin löytämään mittaustuloksista ilmiöitä, joita mallinnukset ja teoreettiset korrelaatiot eivät kykene ennustamaan.

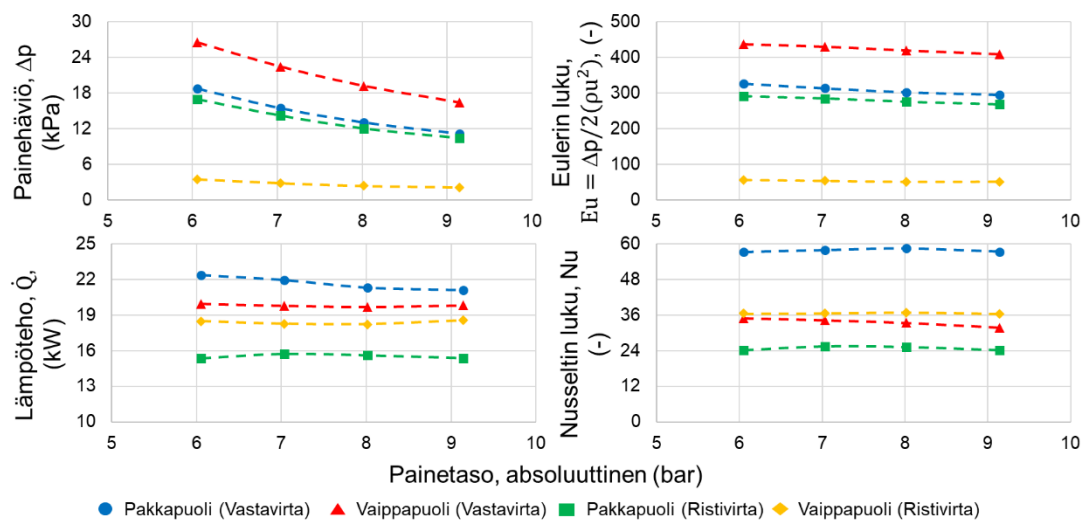
5.1 Kokeellisten mittausten tulokset

Työssä tehdyt kokeelliset mittaukset koostuivat kahdesta mittaussarjasta, joista ensimmäisessä mitattiin lämmönsiirtimen painehäviö ja lämpöteho, kun lämmönsiirtimen yli-paine (engl. gauge pressure) vaihtelee 5-8 barin välillä, mikä vastaa 6-9 barin absoluuttista painetta. Seuraavassa mittaussarjassa lämmönsiirrintä operoitiin normaali-ilmanpainetta lähellä olevalla vakiopaineella, kun lämmönsiirtimen tilavuusvirtaa muuttui 0,04-0,1 m³/s välillä. Paineilma ja puhallintesteissä pyrittiin pitämään virtausolosuhteet mahdollisimman samankaltaisina eri mittaussarjoilla. Lämpöteholle tehtävissä mittauksissa havaittiin sisäänmenolämpötiloissa merkittävä poikkeamaa eri mittaussarjojen välillä, mikä voi aiheuttaa poikkeavia tuloksia vaippapuolen ristivirtakonfiguraatiota.

Kuvaajassa 23 on esitetty paineilma-testien antamat tulokset painehäviölle, Eulerin luvulle, lämmönsiirtoteholle ja Nusseltin luvulle (y-akselit) absoluuttisen painetason funktiona (x-akselit), kun lämmönsiirtimen operointipaine kasvaa 6 barista 9 bariin. Kuvaajassa näkyvät tulokset on saatu neljästä eri mittauspisteestä. Kuvaajasta havaitaan lämmönsiirtimen painehäviön olevan kääntäen verrannollinen lämmönsiirtimessä olevan ilmavirtauksen painetasoon nähden. Kun lasketaan painehäviöitä vastaavat Eulerin luvut havaitaan näiden olevan melkein vakioita lukuun ottamatta hyvin heikkoa laskevaa trendiä pakka- ja vaippapuolien vastavirtakonfiguraation Eulerin luvuissa. Tämä voi selittyä mittausten epätarkkuudella tai painetason muutoksesta johtuvan dynaamisen viskositeetin kasvusta (Kuva 8). Eulerin luvun osalta mittaustulokset vastaavat alaluvussa 2.3 esitetyn teorian ennustamia tuloksia.

Lämmönsiirron osalta mittaustuloksista havaitaan, ettei painetaso juurikaan vaikuta lämmönsiirtotehoon riippumatta siitä tarkastellaanko vaippa- vai pakkapuolta tai vasta- tai ristivirtakonfiguraatiota vastaavia mittaustuloksia. Täsmälleen sama tulos havaitaan Nusseltin lukujen osalta. Mittaustulokset ovat yhdenmukaisia teorian kanssa, jonka perusteella lämmönsiirto muuttuu virtaustilanteen Reynoldsin ja Prandtlin lukujen funktiona, jotka ovat paineilmatesteissä melkein vakiot (Luku 2.3).

Kuvasta 23 havaitaan, että mittauksien suurin painehäviö havaittiin vaippapuolen vasta- virtakonfiguraatiolla ja painehäviö oli pienimmillään vaippapuolen ristivirtakonfiguraatiolla, mikä selittyy sillä, että ristivirtakonfiguraatiossa virtaus 90° kääntyneenä suhteessa vastavirtakonfiguraatioon. Tämä muuttaa virtauskanavan geometriaa ja pienentää painehäviötä. Aikaisemmissa kokeissa oli havaittu yhdeputkien haittaavan virtauksen jakautumista lämmönsiirtolevyn koko pinta-alalla. Tämä muuttaa ristivirtakonfiguraation efektiivistä lämmönsiirtopinta-alaa ja leveyttä, minkä vuoksi Reynoldsin luku poikkeaa ristivirtakonfiguraation vaippapuolella muista tapauksista. Pakkapuolella konfiguraatio ei vaikuta virtauskanavan geometriaan, minkä vuoksi painehäviöt ovat konfiguraatiosta riippumatta melkein yhtä suuret. Lämmönsiirron absoluuttisia arvoja tutkimalla ei voida varmuudella erottaa sitä johtuvatko mittaussarjojen väliset erot lämmönsiirtimen geometriasta ja minkä taustalla olivat kaasun lämpötilan mittaamisesta johtuvat epätarkkuudet.

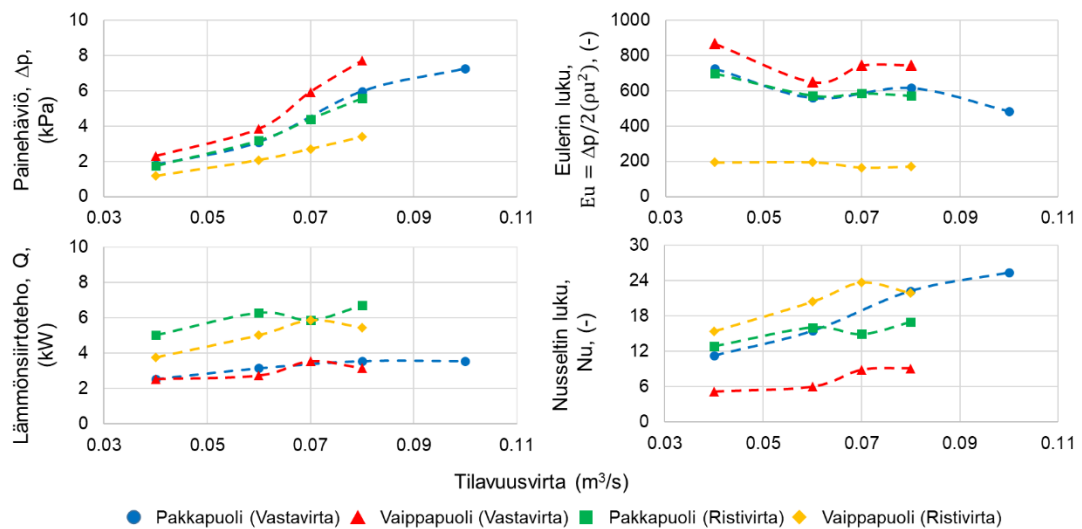


Kuva 23. Painetason vaikutus painehäviöön (yllä) ja lämmönsiirtoon (alla). Absoluuttiset arvot (vasemmalla) ja dimensiottomat arvot (oikealla).

Kuvassa 24 ilmoitettiin puhallintestien tulokset painehäviölle, Eulerin luvulle, lämmönsiirrolle ja Nusseltin luvulle (y-akseli) tilavuusvirran funktiona (x-akseli), kun lämmönsiirtimen läpi menevän ilmavirran tilavuusvirtaus kasvaa $0,04 \text{ m}^3/\text{s}$ arvoon $0,11 \text{ m}^3/\text{s}$. Tällä välillä virtauksen Reynoldsin luku kasvaa 550:sta 1700:an vastavirtakonfiguraation ja ris-

tivirtakonfiguraation pakkapuolella. Vastavirtakonfiguraation vaippapuolella virtauskanava on erilainen, jonka seurauksena Reynoldsin luku muuttuu 1560:sta 3090:an. Kuvaajassa näkyvät tulokset on saatu neljästä eri tilavuusvirran suuruudella saadusta mittapisteestä.

Painehäviötestien tuloksista havaitaan painehäviön absoluuttisen suuruuden kasvavan suurin piirtein tilavuusvirran neliönä, mikä vastaa Darcy-Weisbach-yhtälön ennustamaa painehäviötä. Tällä välillä painehäviötä vastaava Eulerin luku pienenee hieman tai pysyy lähes vakiona lukuun ottamatta vaippapuolen ristivirta tapausta. Lämmönsiirtoa koskevista mittauksista havaitaan tilavuusvirran nostamisen nostavan lämmönsiirtimen lämpötehoa ja Nusseltin lukua. Tämä tulos vastaa teorian ennustamia tuloksia, jonka perusteella lämmönsiirto riippuu Reynoldsin ja Prandtlin lukujen suuruuksista (Incropera 2013).



Kuva 24. Puhallintesteissä mitatut painehäviöt (yllä) ja lämmönsiirto (alla). Absoluuttiset arvot (vasemmalla) ja dimensiottomat arvot (oikealla).

Mallinnuksia ja korrelaatioiden tutkimiseksi mittaustapauksien Reynoldsin lukujen suuruutta arvioitiin työssä jakamalla massavirta tasaisesti jokaiselle levyvälille, minkä jälkeen levyvälin virtausnopeus saatiin laskettua, kun virtauskanavan pinta-alasta. Tämän pohjalta voitiin laskea levyvälin Reynoldsin luku, kun fluidin aineominaisuudet tiedetään. Ristivirtakonfiguraation vaippapuolen Reynoldsin luvun arvioiminen on hankalaa, koska aikaisempien tutkimuksien pohjalta tiedetään, että virtaus jakautuu hyvin epätasaisesti tässä tapauksessa. Paineilmatestejä vastaavat Reynoldsin luvut vaihtelivat 7500-8880 välillä ja puhallintestien suurimpia tilavuusvirtoja (0,08-0,10 m^3/s) vastaavat Reynoldsin vaihtelivat 1300-3090 välillä. Puhallintesteissä saavutetut suurimmat Reynoldsin luvut olivat selvästi pienempiä kuin paineilmatesteissä, mikä hankaloittaa mittaustulosten

analysointia, koska tuloksista on vaikea erottaa sitä, mitkä muutokset johtuvat painetasosta ja mitkä Reynoldsin luvusta.

5.2 Mallinnetut painehäviöt ja lämmönsiirrot

Työssä tukittiin virtausmallinnusten avulla ilmapvirtauksen käyttäytymistä lämmönsiirtotevyjen välissä, kun kaasun absoluuttiset painetasot ovat 1, 6 ja 9 bar. Virtausmallinnuksissa pyrittiin simuloimaan tilanteita, jotka vastasivat vastavirtakonfiguraatiolla tehtyjä mittauksia pakka- ja vaippapuolilla. Tarkemmat tiedot simuloinneissa käytetyistä malleista ja reunaehdoista on löydettävistä alaluvusta 4.4.2.

Alla olevassa taulukoissa 5 ja 6 on esitetty lämmönsiirtimen pakkapuolelle tehtyjen simulaatioista saadut tulokset ja näiden alapuolella on esitetty simulointeja vastaavien mittausten antamat arvot ja alemmassa taulukossa on esitetty tulokset vaippapuolelle. Taulukossa vaakarivit kertovat tuloksia vastaavan painetason ja onko tulos mittaukselle vai simulaatiolle. Pystysarakkeet vasemmalta oikealle ovat painehäviö, kitkakerroin, Eulerin luku, lämpöteho, lämmönsiirtokerroin Nusseltin luku, Reynoldsin luku ja dimensioton etäisyys y^+ .

Virtausmallinnusten ja mittauksien väliset erot pysyvät kohtuullisella tasolla kaikilla painetasoilla. Absoluuttisen lämpötehon osalta suhteellinen virhe vaihtelee 1-25 % välillä siten, että mittaustulokset ja simuloinnit olivat hyvin lähellä toisiaan 6 ja 9 barin absoluuttisilla painetasoilla, mutta 1 barin absoluuttisella painetasolla ero oli melko suuri. Painehäviön osalta vaihteluväli on 1,5-23 %. Painehäviöiden osalta havaittiin simulointien arvioivan painehäviön erittäin tarkasti 1 bar tapauksessa ja yliarvioivan 6 ja 9 bar tapauksissa. Kaikkien simulointien kohdalla dimensioton etäisyys y^+ pysyi selvästi 1 pienempänä, joten käytetyn turbulenssinmallin tuomat virheet ovat kohtuullisen pieniä.

Taulukko 5 Pakkapuolen simulaatiot ja näitä vastaavat mittaustulokset

Pre. bar(a)	Tapaus (-)	dp (Pa)	Eu (-)	Q (kW)	h (W/m ² K)	Nu (-)	Re (-)	Turb. y^+ (-)
1	CFD	7148	256	2,7	88	13,0	1530	0,21
1	Mittaus	7252	260	3,6	104	15,4		
6	CFD	21511	231	20,9	396	59,5	7540	0,75
6	Mittaus	18709	202	22,4	381	57,2		
9	CFD	14345	234	21,0	423	63,5	7520	0,75
9	Mittaus	11146	181	21,1	383	57,3		

Vaippapuolen lämpötehojen kohdalla suhteellinen virhe vaihteli 11-23 % siten, että virhe oli suurimmillaan 1 barin absoluuttisella painetasolla ja lähes yhtä suuri korkeammilla painetasoilla. Painehäviön osalta suhteellinen virhe vaihteli 1,1-24 % välillä, mutta tässä

tapauksessa painetasojen välinen ero ei ollut yhtä silmiinpistävää, kuin lämmönsiirron kohdalla.

Taulukko 6 Vaippapuolen simulaatiot ja näitä vastaavat mittaustulokset

Pre. bar(a)	Tapaus	dp (Pa)	Eu (-)	Q (kW)	h (W/m ² K)	Nu (-)	Re (-)	Turb y+ (-)
1	CFD	7347	345	2,3	53	7,8	1280	0,28
1	Mittaus	7696	458	3,14	65	9,6		
6	CFD	30404	310	22,4	258	39,1	7870	0,91
6	Mittaus	26486	270	20,0	230	34,9		
9	CFD	20531	316	22,4	238	31,9	7850	0,90
9	Mittaus	16389	252	19,8	210	31,8		

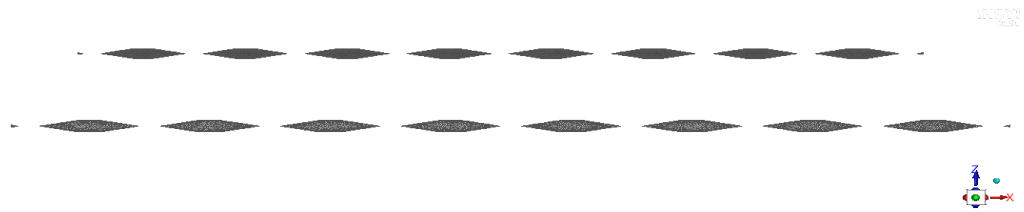
Pakka- ja vaippapuolen puhallintesteissä ilmanvirtauksen sisääntulolämpötila on valmiiksi varsin korkea ja massavirta oli huomattavasti paineilmatestejä pienempi, mikä saattoi tuottaa merkittävää mittausrvirhettä ilmavirtauksen lämpötiloja mitattaessa. Tämä on yksi selittävä tekijä mittauksien ja simulointien välisten erojen taustalla. Toinen selittävä tekijä erojen välillä on se, että simuloinneissa oletettiin virtauksen jakautuvan tasaisesti kaikkien levyvälien välillä. Todellisuudessa kanavien välinen massavirta vaihtelee, mikä muuttaa painehäviötä ja lämmönsiirtoa. Kolmas selittävä tekijä on se, että mittauksissa mitattiin koko lämmönsiirtimen yli tapahtuvaa painehäviötä, mutta simuloinneissa tutkittiin vain levyvälin sisäistä painehäviötä. Tästä syystä mittaustulokset ilman mitään käsittelyä yliarvioivat levyvälin painehäviötä. Tämän seurauksena 1 bar absoluuttisen painetason simuloinnit ovat todellisuudessa hieman tarkempia ja 6 ja 9 barin absoluuttisten painetasojen simuloinnit ovat todellisuudessa epätarkempia.

Tutkimalla Reynoldsin lukuja huomataan, että 1 bar absoluuttisen painetason mittauksia vastaavat Reynoldsin luvut olivat 1300-1500 välillä, minkä seurauksena virtaus on siirtymäalueella. Tämän huomioimiseksi 1 bar tapauksissa turbulenssin mallintamisessa käytettiin transitiomallia. Tarkempien tulosten aikaan saamiseksi työssä olisi pitänyt käyttää tarkempaa laskentaverkkoa, jolloin tulokset olisivat olleet aidosti verkkoriippumattomia. Tämän lisäksi mallinnukset olisi pitänyt toistaa käyttämällä eri turbulenssimalleja, jolloin turbulenssimallin valinnasta syntyneet virheet olisi voitu huomioida. Näiden toteuttaminen jäi ajanpuutteen vuoksi tekemättä.

5.3 Mallinnetut lämpötila- ja virtausjakaumat

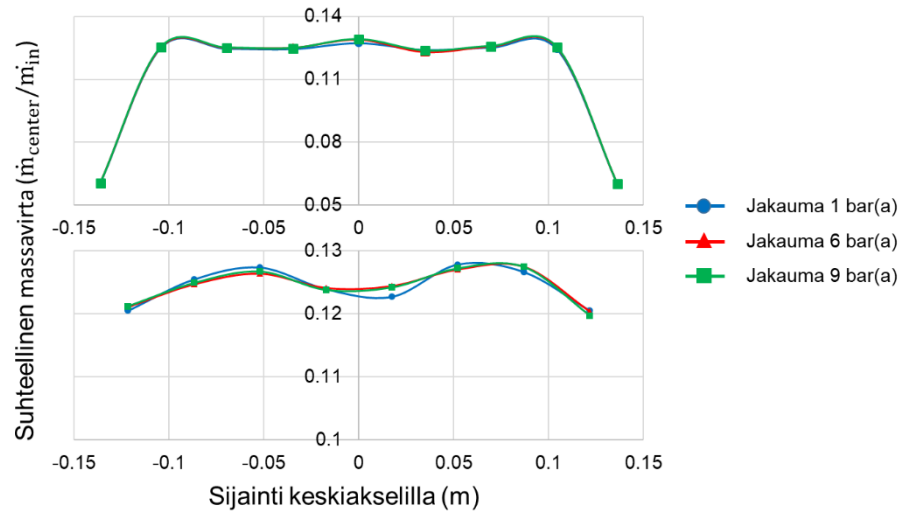
Painetason vaikutuksen virtauksen jakauman selvittämiseksi työssä selvitettiin CFD:n avulla saaduista tuloksista massavirran ja lämpötilan jakautuminen lämmönsiirrinlevyn keskiviivalla. Virtauksen näkemät virtauskanavat on havainnollistettu kuvassa 25, joista

nähdään, että keskiviivalla virtauksen näkemä virtauskanava on jakautunut 8 rakoon pakkapuolella ja 9 rakoon vaippapuolella. Tätä tietoa hyödyntämällä jälkikäsitellyssä laskettiin virtauksen massavirran ja lämpötilojen suuruudet yksittäisissä raoissa. Alaluvussa 5.2 havaittiin painetasojen välisten lämpötilojen ja massavirtojen vaihtelevan hyvin paljon, minkä vuoksi työssä tutkittiin rakojen massavirtojen ja lämpötilojen suhteellisia arvoja. Massavirran suhteellinen jakauma laskettiin jakamalla yksittäisen raon läpimenevän massavirran suhde sisäänmenon massavirtaan ja lämpötilan kohdalla suhde laskettiin selvittämällä raon läpimenevän virtauksen lämpötilan suhde seinämän keskilämpötilaan.



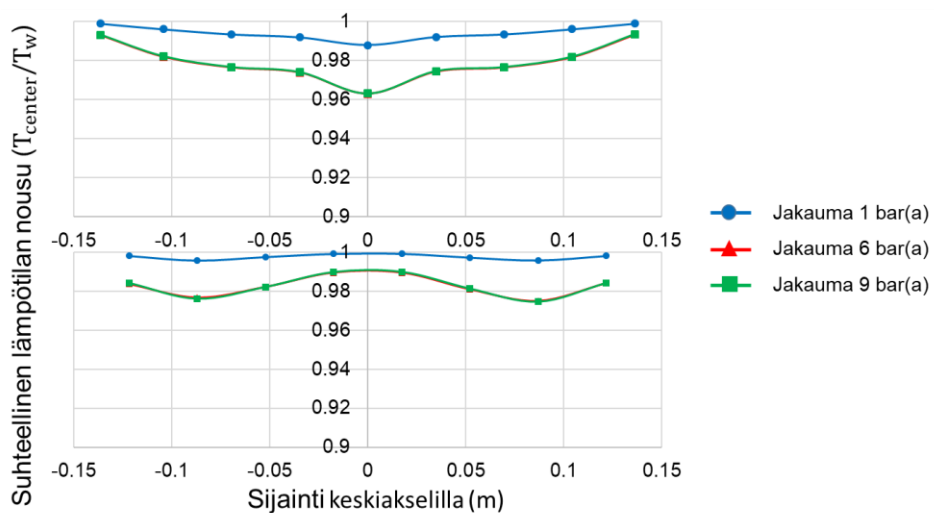
Kuva 25. *Virtauksen näkemä virtauskanavan poikkileikkaus keskiakselilla*

Kuvassa 26 on havainnollistettu massavirran jakaumaa lämmönsiirtimen keskiakselilla. Kuvasta huomataan, ettei painetaso juurikaan vaikuta massavirtojen suhteelliseen jakaumaan riippumatta siitä, että tutkitkaan lämmönsiirtimen pakka- vai vaippapuolta. Tämä myös ennustaisi sitä, ettei paikallisessa Reynoldsin luvussa tapahdu painetasosta riippuvia muutoksia, jonka seurauksena lämmönsiirrossa tai painehäviössä ei pitäisi myöskään tapahtua painetasosta riippuvia muutoksia. Jakaumien muodoista havaitaan, että ne ovat käytännössä yhtenevät kaikilla painetasoilla. Vaippa- ja pakkapuolien jakaumien suurin ero on niiden muodoissa, mitkä selittyvä sillä, että yhdeputket muuttavat virtauksen kulkua vaippapuolella.



Kuva 26. Suhteellinen massavirranjakauma lämmönsiirtimen pakkapuolella (yllä) ja vaippapuolella (alla)

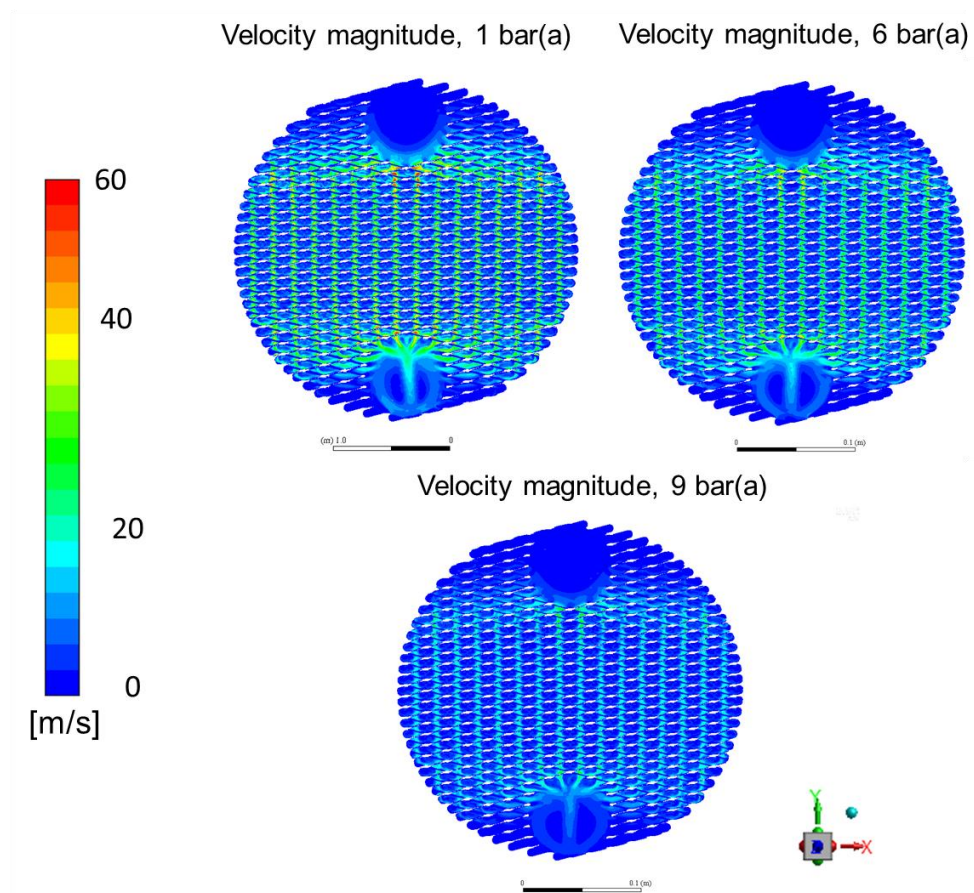
Kuvassa 27 on havainnollistettu lämpötilan jakaumat lämmönsiirtimen keskiakselilla. Jakaumista havaittiin, että 1 bar absoluuttisella painetasolla suhteellinen lämpötila nousee keskiviivalla hieman enemmän, kuin 6- ja 9-bar absoluuttisilla painetasoilla. Tämä johtuu korkeammasta sisääntulolämpötilasta 1 bar paineella tehtyjä mittauksia vastaavissa simulaatioissa. Lämpötilajakaumien muodoista havaitaan, että ne ovat täysin yhteneviä 6- ja 9 bar tapauksissa sekä vaippapuolella että pakkapuolella. 1 bar tapauksessa havaittava kuvio oli hieman saman kaltainen, mutta lämpötilan muutoksien suuruudet olivat keskiakselilla lähes olemattomat. Vaippa- ja pakkapuolen lämpötilajakaumien kuviot ovat hieman erilaiset, mikä selittyy sillä, että yhdeputket muuttavat virtauksen kulkusuuntaa vaippapuolella.



Kuva 27. Suhteellinen lämpötilajakauma lämmönsiirtimen pakkapuolella (yllä) ja vaippapuolella (alla)

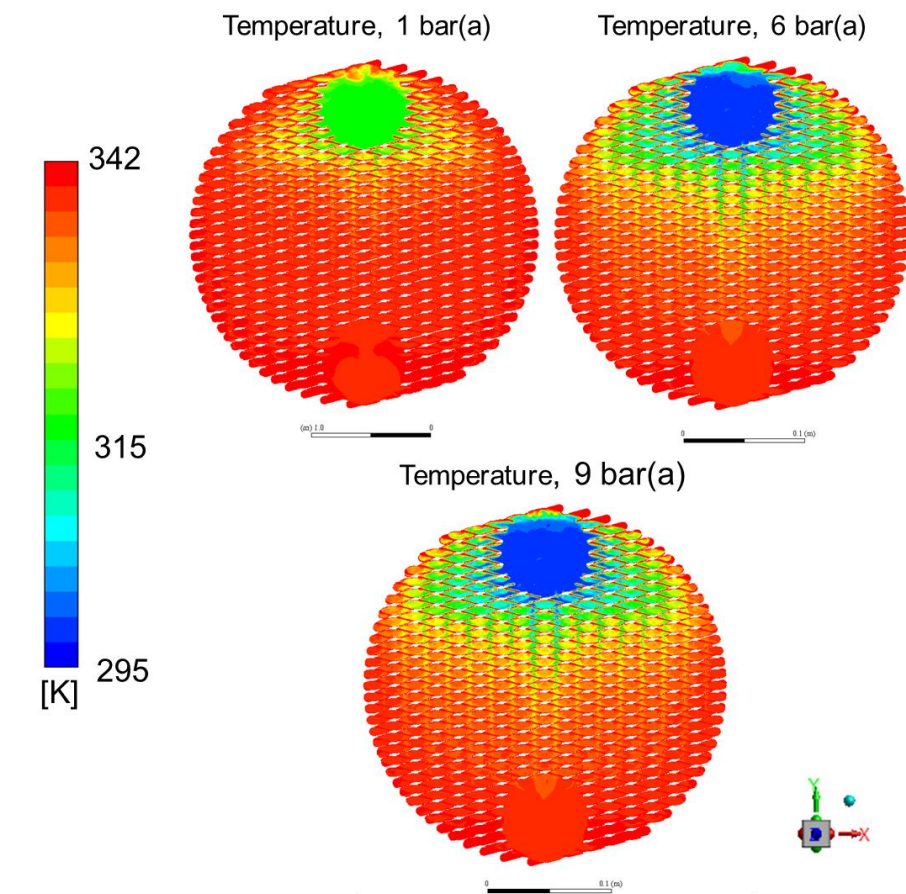
Yllä olevien tulosten pohjalta voidaan olettaa, ettei työssä tutkittavilla painetasoilla ole vaikutusta levylämmönsiirtimen keskiviivalla havaittavan massavirran tai lämpötilan jakaumaan, kun lämmönsiirrintä operoidaan vastavirtakonfiguraatiolla. Keskiviivan jakaumat antavat olettaa, ettei painetaso juurikaan vaikuta virtauksen jakautumiseen lämmönsiirtolevyjen sisällä, mutta tämä on vielä varmistettava tutkimalla lämpötilan ja virtauksen jakautumista koko lämmönsiirtolevyn alueella.

Kuvassa 28 on esitetty pakkapuolen nopeusjakaumat, mistä havaitaan virtausnopeuksien suuruuden vaihtelevan 0-60 m/s välillä 1 ja 6 bar absoluuttisilla painetasoilla ja 0-40 m/s välillä 9 bar absoluuttisella painetasolla. Tutkimalla XY-tason virtauskuvioita havaitaan virtauksen leviävän varsin tasaisesti koko lämmönsiirtolevyn alueella. Virtauskuvioiden muotoja tutkittaessa voidaan näiden olevan täsmälleen samankaltaisia kaikilla painetasoilla, jolloin ainoa havaittava ero on nopeuksien absoluuttisissa suuruuksissa.



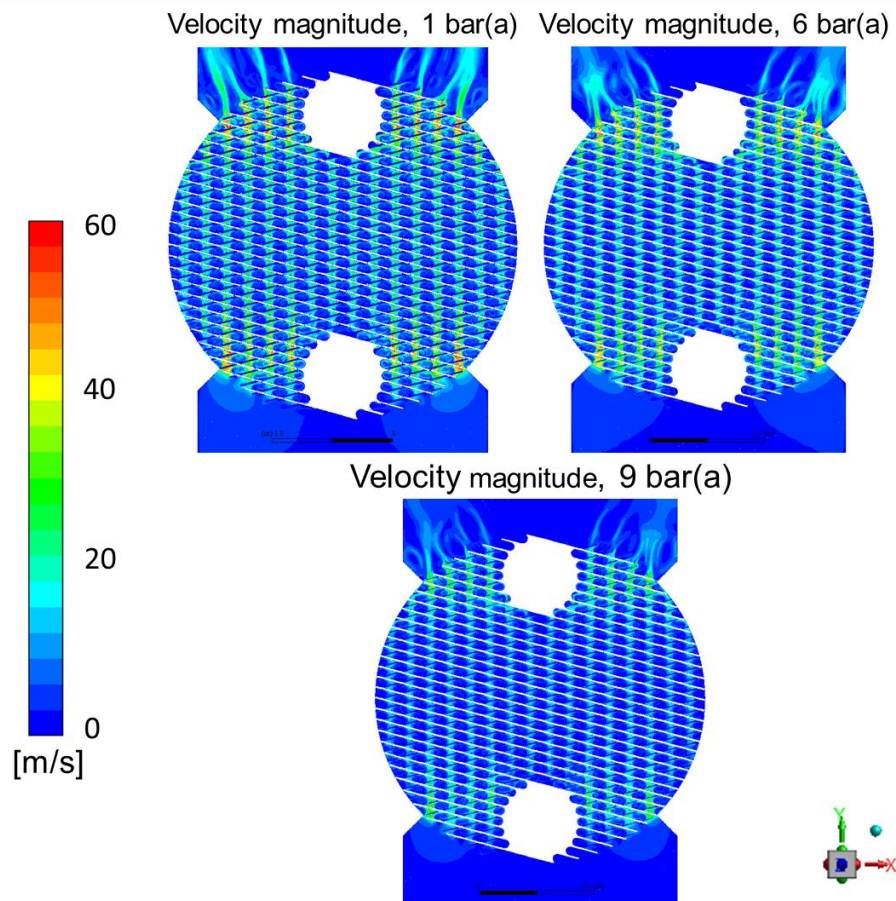
Kuva 28. Pakkapuolen virtausjakaumat eri absoluuttisilla painetasoilla: 1 bar (vas.), 6 bar (oik.) ja 9 bar (alla)

Kuvassa 29 on esitetty pakkapuolen lämpötilat mittauksia vastaavilla simuloinneilla. Kuvaajista havaitaan 1 bar absoluuttisella painetasolla lämpötilan suuruuden vaihtelevan 315-340 K ja 6 ja 9 bar absoluuttisilla painetasoilla lämpötilan suuruus vaihtelee 295-340 K välillä. Lämpötilojen XY-profiileista nähdään virtauksen lämpötilan nousevan sisääntulon välittömässä läheisyydessä voimakkaasti, jonka jälkeen se nousee tasaisesti y-akselia alaspäin kuljettaessa. Lämmönsiirtolevyjen keskiakselilla lämpötila on hieman pienempi, kuin reunoilla, mutta lämpötilaprofiilien muodoista ei voida huomata painetasosta riippuvia muutoksia.



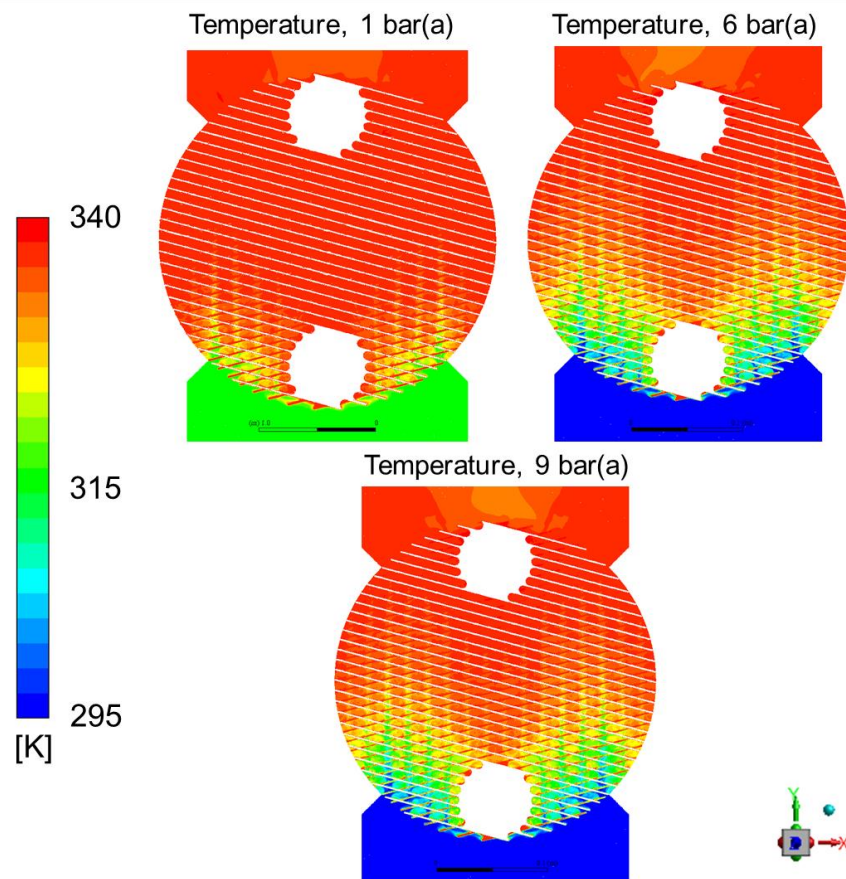
Kuva 29. Pakkapuolen lämpötilajakaumat eri absoluuttisilla painetasoilla: 1 bar (vas.), 6 bar (oik.) ja 9 bar (alla)

Kuvassa 30 on esitetty vaippapuolen virtausnopeusjakaumien tulokset, jotka ovat samansuuntaisia pakkapuolen tuloksien kanssa. Vaippapuolen 1 ja 6 bar absoluuttisilla painetasoilla nopeudet vaihtelivat 0-60 m/s ja 9 bar absoluuttisella painetasolla nopeus vaihteli 0-40 m/s välillä, mitkä vastaavat pakkapuolen tuloksia. Absoluuttisten nopeuksien muutoksia lukuunottamatta vaippapuolella ei havaita painetasojen muutoksesta johtuvia eroja virtausjakaumien muodoissa.



Kuva 30. Vaippapuolen virtausjakaumat eri absoluuttisilla painetasoilla: 1 bar (vas.), 6 bar (oik.) ja 9 bar (alla)

Kuvasta 31 on esitetty vaippapuolen lämpötilajakaumat. Vaippapuolella lämpötila vaihtelee 315-340 K välillä 1 bar absoluuttisella painetasolla ja 295-340 K välillä 6 ja 9 bar absoluuttisilla painetasoilla. Tutkimalla lämpötilojen XY-profiileja havaitaan virtauksen lämpötilan nousevan voimakkaasti sisään tulon välittömässä läheisyydessä, jonka jälkeen se nousee tasaisesti y-ylöspäin kuljettaessa. Lämpötilaprofiileista havaitaan maksimilämpötilojen sijaitsevan y-akselilla ja ulkoreunoilla. Lämpötilat olivat hieman matalampia näiden väliin jäävällä kaistaleissa. Lämpötilaprofiilien muotoja tutkittaessa ei havaittu havaita painetasosta riippuvia muutoksia.



Kuva 31. Vaippapuolen lämpötilajakaumat eri absoluuttisilla painetasoilla: 1 bar (vas.), 6 bar (oik.) ja 9 bar (alla)

Simuloitujen virtaus- ja lämpötilajakaumien pohjalta voidaan suurella varmuudella sanoa, ettei painetaso vaikuta levyvälin sisäiseen virtaus- tai lämpötilajakaumaan. Lämpötilojen ja virtausnopeuksien absoluuttisissa arvoissa havaittiin selviä eroja, mitkä selittyivät suureksi osaksi sisään tulevan virtauksen massavirroissa ja lämpötiloissa olevilla eroilla eikä painetasolla. Työssä simuloidut XY-tason lämpötila- ja virtausprofiilit muistuttivat paljon aikaisemmassa tutkimuksessa simuloituja profiileja. Tämän pohjalta voidaan olettaa työssä saatujen virtausmallinnuksien olevan varsin luotettavia. (Luan, Kuang et al. 2017).

5.4 Vertailu simulointien, mittausten ja korrelaatioiden välillä

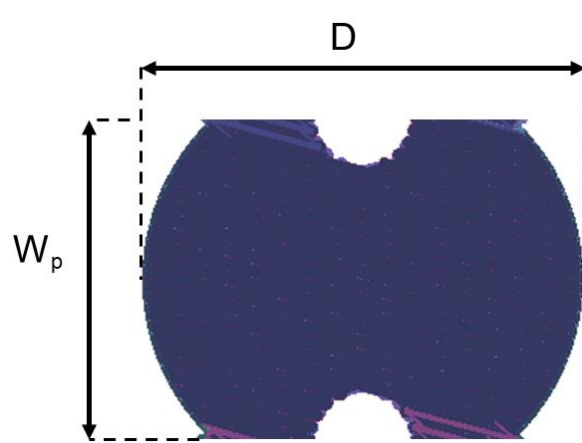
Simulaatioiden ja mittausten antamien tulosten pohjalta vaikuttaa siltä, että painetaso ei vaikuta lämmönsiirtoon ja painetason kohdalla vaikutus johtuu ainoastaan tiheyden muutoksesta johtuvasta virtausnopeuden muuttumisesta. Tämän varmistamiseksi työssä vielä verrattiin simulointien ja mittausten antamia tuloksia Dovićin, Palmin ja Švaićin kehittämän teoreettisten korrelaation ennustamiin arvoihin.

Vertailussa tutkittiin absoluuttisia painehäviöitä ja lämpötehoja ja dimensiottomia Nusseltin ja Eulerin lukuja. Näiden korrelaatioiden käyttö ei kuitenkaan ollut täysin ongelmallista, koska työssä käytettävä lämmönsiirtolevy on muodoltaan pyöreä eikä neliskanttinen, mille muodolle korrelaatiot on kehitetty. Käytetyn PSHE-lämmönsiirtimen tietyt geometriset parametrit olivat myös sellaisenaan epäsojivat Dovićin korrelaatiolle, jonka vuoksi työssä arvioitiin lämmönsiirtimen toimintaa korrelaation ääriarvoilla (Dović et al. 2009).

Dovićin korrelaatiot käytti lämmönsiirtolevyn keskimääräistä leveyttä virtauskanavan poikkipinta-alan laskemiseen kaava (6). Työssä tutkittavat lämmönsiirtolevyt ovat ympyrämuotoisia, joten näiden keskimääräisen leveyden määrittely poikkeaa neliskanttisista lämmönsiirtolevyistä. Lämmönsiirtimen pakkapuolella ja vastavirtakonfiguraation vaippapuolella lämmönsiirtimen yhdeputket eivät juurikaan rajoita virtauksen kulkua. Tällöin lämmönsiirtokanavan leveys on sama, kuin ympyrän keskimääräinen leveys

$$W_p = \frac{A_p}{D_p} = \frac{\pi r^2}{2\pi r} = \frac{1}{2}\pi r, \quad (44)$$

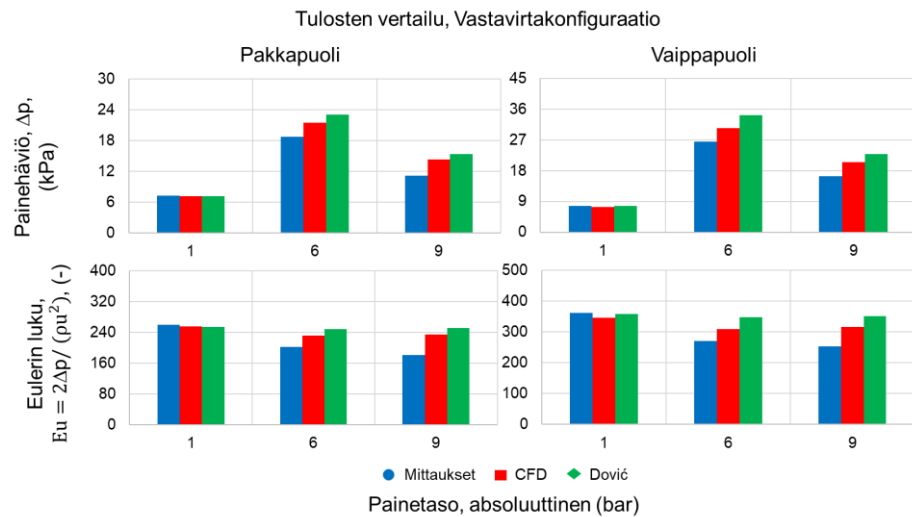
jossa r on ympyrän säde, A_p on ympyrän pinta-ala ja W_p on virtauskanavan leveys. Ristivirtakonfiguraation vaippapuolelle kaavan (44) määritelmä ei sovi koska yhdeputket häiritsevät virtauksen kulkua huomattavassa osassa virtauskanavaa. Kuvassa 32 on havainnollistettu ristivirtakonfiguraation virtauskanavan efektiivistä osaa. Virtauskanavan muodon pohjalta virtauskanavan leveyden W_p voidaan arvioida olevan suurin piirtein yhtä suuri yhdeputkien keskipisteiden välisen etäisyyden kanssa. Tämä vaikuttaa erittäin voimakkaasti.



Kuva 32. Vastavirtakonfiguraation vaippapuolen efektiivinen virtauskanava

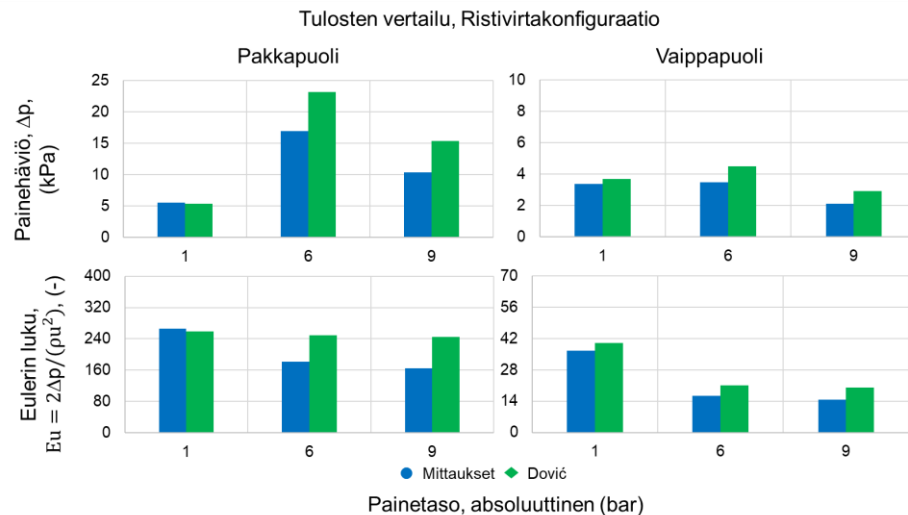
CFD-mallinnuksia tehtäessä voitiin havaita, että lämmönsiirtolevyjen reunoilla lämmönsiirtoteho oli varsin pientä, jonka takia pakka- ja vaippapuolien todelliset lämmönsiirtopinta-alat olivat levyn pinta-alaa pienempiä. Ristivirtakonfiguraation efektiivinen lämmönsiirtopinta-ala on vastavirtakonfiguraatiota pienempi, koska vaippapuolella yhdeputket haittaavat virtauksen leviämisen koko lämmönsiirtolevyn alueelle (Kuva 32). Tämän huomioimiseksi korrelaatioiden ennustamien lämmönsiirtotehojen ja Nusseltin lukujen laskennassa käytettiin lämmönsiirtolevyn todellisen pinta-alan sijasta selkeästi pienempiä pinta-aloja.

Kuvassa 33 on esitetty mittauksien, simulaatioiden ja Dovićin korrelaation antamat tulokset vastavirtakonfiguraation painehäviölle. Vastavirtakonfiguraation eri painetasoilla tehtyjen painehäviömittausten tuloksista havaitaan, että mittaukset, simulaatiot ja Dovićin korrelaatiot antavat syntyvälle painehäviölle samansuuntaisen tuloksen kummallakin puolella. Absoluuttisen painetason kasvaessa 1 barista 6 bariin mittauksia vastaavat Reynoldsin luvut kasvavat noin 1300:stä noin 7540:en pakka- ja vaippapuolilla. Tällöin mittausten ja simulaatioiden pohjalta lasketut Eulerin luvut pienenevät hieman, mutta korrelaation antama arvo Eulerin luvulle pysyy sen sijaan suurin piirtein vakiona. Absoluuttisen painetason kasvaessa 6 barista 9 bariin mittausten, CFD:n ja korrelaatioiden ennustamissa Eulerin luvuissa ei havaita muutoksia. Tällä välillä ei myöskään havaita muutoksia Reynoldsin luvussa.



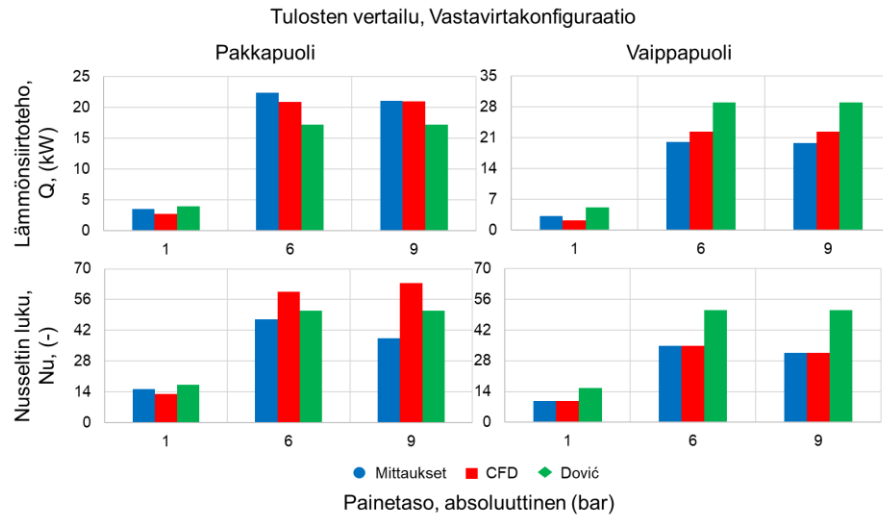
Kuva 33. Painehäviön vertailu vastavirtakonfiguraatiolla, mittauksen CFD:n ja korrelaatioiden välillä

Kuvassa 34 on esitetty mittauksien ja Dovićin korrelaation antamat tulokset ristivirtakonfiguraation painehäviölle. Ristivirtakonfiguraation pakkapuolella Reynoldsin luvun suuruus vaihteli 1460 ja 7840 ja vaippapuolella 2670-8850 välillä. Risti- ja vastavirtakonfiguraatioiden pakkapuolien tulokset mittauksien ja korrelaation suhteen ovat keskenään yhteneviä, koska konfiguraation vaihtaminen ei vaikuta pakkapuolen geometriaan. Ristivirtakonfiguraation vaippapuolella Dovićin korrelaation yliarvioi painehäviön suuruutta hieman kaikilla painetasoilla. Mittausluokan suuruuden korrelaatio onnistui ennustamaan paremmin, kuin pakkapuolella. Eulerin lukuja tutkittaessa havaitaan mittauksia vastaavien Eulerin lukujen pienenevän 1 ja 6 bar absoluuttisilla painetasoilla ja pysyvän vakiona 6 ja 9 bar absoluuttisten painetasojen välillä. Dovićin korrelaation ennustama Eulerin luku on pakkapuolella vakio kaikilla painetasoilla ja vaippapuolella Eulerin luku pienenee, kun absoluuttinen painetaso nousee 1 barista ja 6 bariin ja pysyy vakiona 6 ja 9 bar painetasoilla.



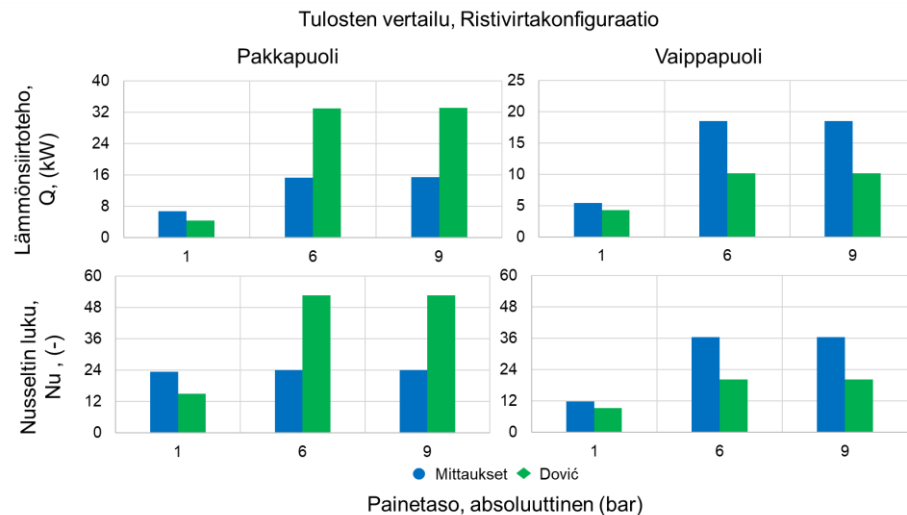
Kuva 34. Painehäviön vertailu ristivirtakonfiguraatiolla, mittausten ja korrelaatioiden välillä

Kuvassa 35 on esitetty mittausten, simulaatioiden ja Dovićin korrelaation antamat tulokset vastavirtakonfiguraation lämmönsiirrolle. Tuloksia tutkimalla havaitaan, että vastavirtakonfiguraatiolla mittausten, simulaatioiden ja molempien korrelaation antamien tulosten olevan yhteneviä kaikilla painetasoilla. 6 ja 9 bar absoluuttisilla painetasoilla Dovićin korrelaatio yliarvioi vaippapuolen lämmönsiirtoa n. 29 % verrattuna mittauksiin, mutta pakkapuolella Dovićin korrelaatio aliarvioi lämmönsiirron suuruutta 22 %. Nusseltin lukuja tutkittaessa havaitaan näiden suuruuden kasvavan 1 ja 6 bar absoluuttisten painetasojen välillä, mutta Nusseltin luvuissa ei tapahdu muutoksia absoluuttisen painetason noustessa 6 barista ja 9 bariin. Mittaustuloksista tiedetään, että Reynoldsin luku kasvaa voimakkaasti 1 ja 6 bar tapausten välillä ja pysyy vakiona 6 ja 9 barin välillä. Tämän pohjalta voidaan olettaa Reynoldsin luvun olevan kaikkein todennäköisin selittävä tekijä lämmönsiirron ja Nusseltin lukujen muutoksien taustalla (Kuva 24).



Kuva 35. Lämmönsiirron vertailu vastavirtakonfiguraatiolla, mittausten CFD:n ja korrelaatioiden välillä

Kuvassa 36 on esitetty mittauksien ja Dovićin korrelaation antamat tulokset ristivirtakonfiguraation lämmönsiirrolle. Ristivirtakonfiguraation 6 ja 9 bar absoluuttisilla painetasoilla Dovićin korrelaatio yliarvioi pakkapuolen lämmönsiirron suuruuden yli kaksinkertaiseksi ja vaippapuolella korrelaatio arvioi lämmönsiirron olevan puolet mitatusta. 1 bar absoluuttisella painetasolla korrelaatio ennustaa lämmönsiirron hieman tarkemmin. Merkittävin syy Dovićin korrelaation huonolle toimivuudelle on se, ettei työssä arvioitu ristivirtakonfiguraation efektiivistä lämmönsiirtopinta-alaa oikein. Toinen selittävä tekijä on se, että 15° avauskulma Dovićin korrelaation äärirajoilla, jolloin korrelaatin toimivuus on mahdollisesti epätarkempaa. Ristivirtakonfiguraation lämmönsiirron havaittiin kasvavan voimakkaasti 1 ja 6 bar painetasojen välillä ja pysyvän vakiona 6 ja 9 bar painetasoilla. Tämä on sama havainto, joka tehtiin vastavirtakonfiguraatiolle.



Kuva 36. Lämmönsiirron vertailu ristivirtakonfiguraatiolla, mittausten ja korrelaatioiden välillä

Edeltävän vertailun pohjalta havaittiin, että mittausten ja mallinnuksien kohdalla Eulerin lukujen pienenevän, kun absoluuttinen painetaso nousi 1 barista ja 6 bariin. Korrelaatio sen sijaan ennusti Eulerin luvun pysyvän vakiona tai pienenevän hieman ristivirtakonfiguraation vaippapuolella. Yksi selittävä tekijä mittausten ja teoreettisten korrelaatioiden pohjalta laskettujen Eulerin lukujen suuruksille johtuu hydraulisesta halkaisijasta, joka määriteltiin mittauksille ja korrelaatioille hieman eri tavoilla, minkä seurauksena saman suuruista painehäviötä vastaava Eulerin luku poikkeaa mittausten ja korrelaatioiden välillä. Osittain virheet selittyvät myös sillä, että teoreettisissa korrelaatioissa käytetyt tiheydet määriteltiin hieman eri lämpötilassa ja painetasolla, kuin mittauksissa, mikä aiheuttaa virhettä korrelaatioiden ja mittausten välille.

Toisaalta tulos antaisi myös ymmärtää, että 1 ja 6 bar absoluuttisten painetasojen välillä lämmönsiirtimeen toiminnassa todella tapahtuu muutoksia, mitä korrelaatiot eivät kykene ennustamaan. Pelkästään Eulerin lukujen pohjalta ei voida todentaa johtuvatko havaitut muutokset pelkästään painetason muutoksesta, koska tällä välillä virtauksen Reynoldsin luku muuttuu voimakkaasti, mikä voisi yhtä hyvin selittää havaitun muutoksen. Absoluuttisen painetason kasvaessa 6 barista ja 9 bariin ei sen sijaan havaita mitään muutoksia Eulerin luvun arvoissa ja tällä painetasoilla Reynoldsin luku pysyy vakiona. Tämä havainto tukee hypoteesia, jonka mukaan Eulerin luvun muutos riippuu ainoastaan Reynoldsin luvusta.

Nusseltin lukua tutkittaessa havaitaan sen suuruuden kasvavan sekä mittausten, korrelaatioiden ja CFD-simulaatioiden osalta, kun absoluuttinen painetaso kasvaa 1 barista 6 bariin. Tämä muutos selittyy virtauksen Reynoldsin luvun muutoksella, mikä osoitettiin

alaluvussa 2.3. Vastaavasti 6 ja 9 bar absoluuttisten painetasojen välillä ei havaita muutoksia. Tämä antaisi ymmärtää, että lämmönsiirtimen lämmönsiirtoon vaikuttaa ainoastaan virtauksen Reynoldsin luku ei painetaso.

Vertailusta saatujen tulosten pohjalta voidaan vetää se johtopäätös, että painetason vaikutus levylämmönsiirtimen toimintaan selittyy pitkälti tiheyden ja virtausnopeuksien muutoksien kautta. Tällöin nämä muutokset voidaan selittää hyvin tunnetuilla painehäviön ja lämmönsiirron yhtälöiden avulla. Työssä havaittiin virtauksen painetason potentiaalisesti vaikuttavan levylämmönsiirtimen painehäviöön, kun absoluuttinen painetaso muuttuu 1 ja 6 barin välillä. Tätä muutosta työssä käytetyt yleiset korrelaatiot eivät kyenneet ennustamaan. Näiden painetasojen välistä muutosta pitää tarkastella tulevilla tutkimuksissa tarkemmin ja näissä tutkimuksissa pitää kiinnittää huomioita siihen, että puhallin- ja paineilmatestien Reynoldsin luvut vastaavat toisiaan. Muuten työssä tutkittavassa levylämmönsiirtimessä havaitut muutokset painehäviön ja lämmönsiirron osalta selittyvät lämmönsiirtimessä olevan virtauksen Reynoldsin luvun muutoksilla.

Korrelaatioiden osalta havaitaan Dovićin korrelaation antavan kohtuullisen tarkan arvion painehäviön ja lämmönsiirron suuruuksille kaikissa muissa paitsi ristivirtakonfiguraation vaippapuolen lämmönsiirtoa koskevassa tapauksessa. Dovićin korrelaation antamat tulokset ovat liian epätarkkoja, jotta niitä voitaisi soveltaa esimerkiksi tutkittavan lämmönsiirtimen mitoittamisessa, mutta korrelaation antamat tulokset olivat tarpeeksi tarkkoja, jotta niitä voitaisiin hyödyntää teoreettisessa tarkastelussa.

6. YHTEENVETO

Tässä työssä tutkittiin kaasun painetason vaikutusta levylämmönsiirtimen lämmönsiirtoon ja painehäviöön, mitä tutkittiin empiiristen mittausten virtausmallinnuksien ja teoreettisten korrelaatioiden avulla. Työn teoriaosan aluksi esiteltiin levylämmönsiirtimien toimintaperiaatteita ja PSHE-lämmönsiirtimen erikoispiirteitä työn kannalta olennaisin osin. Tämän jälkeen teoriaosassa käytiin läpi sitä, miten painetaso vaikuttaa kaasujen aineominaisuuksiin, lämmönsiirtoon ja painehäviöön. Teorianosan lopuksi käytiin läpi sitä, miten painetaso vaikuttaa kaasuvirtauksen jakautumiseen levylämmönsiirtimessä ja millaisia korrelaatioita levylämmönsiirtimille on kehitetty.

Työssä tehdyissä mittauksissa käytettiin operointiaineena ilmaa, mitä ajettiin lämmönsiirtimeen n. 1 barin ja 6-9 barin absoluuttisilla painetasoilla. 1 bar tapauksessa ilmavirta luotiin puhaltimella ja 6-9 bar tapauksissa paineilma kehitettiin kompressorilla. Mittaukset suoritettiin lämmönsiirtimen vaippa- ja pakkapuolilla sekä vasta- että ristivirtakonfiguraatioilla. Mittauksissa lämmönsiirtimen toisella puolella virtasi aina vettä. Mittauksissa selvitettiin ilmavirtauksien tilavuusvirta, lämmönsiirtimen yli tapahtuva painehäviö ja vesi- ja ilmavirtauksien lämpötilat lämmönsiirtimen sisään tulossa ja ulosmenossa. Näiden tietojen pohjalta selvitettiin lämmönsiirtimen painehäviöt ja lämmönsiirtotehot.

Työssä virtausmallinnuksia käytettiin levyvälän sisällä olevassa virtauksessa tapahtuvien muutoksien selvittämiseen, kun operointipainetta muutettiin. Simuloinnit perustuivat mittauksiin ja mittaustuloksia käytettiin virtaussimulointien reunaehtojen määrittämiseen. Simuloinneissa turbulenssi mallinnettiin $k-\omega$ SST mallilla, jolle käytettiin matalien Reynoldsin lukujen korjausta 1 bar absoluuttisella painetasolla. Mallinnuksissa virtaus oletettiin kokoonpuristuvaksi ja laskentaverkon luomisessa käytettiin polyhedra-laskentasoluja, minkä avulla pyrittiin pienentämään laskentasolujen määrää ilman, että simulointien tarkkuus kärsisi liikaa.

Mittauksista havaittiin painehäviön olevan kääntäen verrannollinen painetason suuruuteen ja lämmönsiirtotehon olevan painehäviön suhteen vakio. Kun nämä tulokset ilmoitettiin dimensiottomassa muodossa Eulerin ja Nusseltin lukujen avulla havaittiin kummankin arvon pysyvän painetasosta riippumattomana vakiona.

Työssä virtausmallinnukset validoitiin vertaamalla vastavirtakonfiguraatiolle tehtyjä mallinnuksien antamia tuloksia mittaustuloksiin, mistä havaittiin näiden olevan yhteneviä.

Tämän pohjalta voitiin olettaa tehtyjen virtausmallinnuksien olevan valideja työssä tutkitaville tapauksille. Virtausmallinuksista havaittiin virtauksen levyvälin sisäisen virtaus- ja lämpötilaprofiilien olevan painetasosta riippumattomia.

Työssä mallinuksista ja mittauksista saatuja tuloksia verrattiin Dovićin kehittämään teoreettiseen korrelaatioon, jossa ei käytetty erillistä korjausta eri painetasoille, vaan kaikki muutokset selittyvät kaasun tiheydessä tapahtuvilla muutoksilla. Ennen käyttöä korrelaatioita muokattiin, jotta se sopisi paremmin työssä tutkittavalle lämmönsiirtimelle.

Vertailuissa huomattiin Dovićin korrelaation ennustavan kohtuullisella tarkkuudella painehäviön suuruuden kaikissa tapauksissa ja lämmönsiirron suuruuden korrelaatio ennusti varsin tarkasti vain vastavirtakonfiguraatiolle. Ristivirtakonfiguraation pakkapuolella korrelaatio aliarvio lämmönsiirron vaippapuolella ja yliarvioi pakkapuolella. Vertailusta saaduista tuloksista huomattiin levylämmönsiirtimen toiminnan kuvaamisen tarkasti yleisiä korrelaatioita käyttäen olevan hyvin hankaa, mikä vastaa aikaisemmista tutkimuksista saatuja tuloksia.

Painehäviöiden dimensiottomista luvuista havaitaan mielenkiintoinen ilmiö, kun verrataan Eulerin lukuja 1 ja 6 bar absoluuttisten painetasojen välillä. Mittauksien ja mallinnuksien kohdalla Eulerin luvut pienenevät selkeästi, mutta teoreettisten korrelaatioiden kohdalla näiden suuruudet kasvavat, mikä indikoi, että kyseisten painetasojen välillä tapahtuu, jonkin muutos mitä korrelaatiot eivät kykene ennustamaan. Työssä ei kuitenkaan kyetty selvittämään johtuu tämä muutos ainoastaan virtauksen Reynoldsin luvun muutoksesta vai onko taustalla, jokin painetasosta riippuva ilmiö, mitä korrelaatiot eivät kykene ennustamaan.

Työssä havaittiin kaksi jatkotutkimuksen tarvetta, joista ensimmäinen olisi selvittää, mistä edellä mainittu Eulerin luvun muutos johtuu. Tätä varten pitäisi tehdä 1 ja 6 bar absoluuttisilla painetasoilla mittauksia ja simulointeja, missä virtauksen Reynoldsin luku pysyisi mahdollisimman tarkasti vakiona ja tämän jälkeen verrata tuloksia luotettavaan korrelaation. Toinen jatkotutkimuksen tarve liittyisi sen selvittämiseen, että tapahtuuko levyvälien välisessä virtausjakaumassa painetasosta riippuvia muutoksia. Tämä vaatii todennäköisesti virtauksen simulointia koko lämmönsiirtimen alueella, mikä vaatii hyvin suurta laskentaverkkoa ja on tämän takia erittäin raskasta suorittaa.

LÄHTEET

ABU-KHADER, M.M., 2012. *Plate heat exchangers: Recent advances*.

AMIRANTE, R., CASSONE, E., DISTASO, E. and TAMBURRANO, P., 2017. Overview on recent developments in energy storage: Mechanical, electrochemical and hydrogen technologies. *Energy Conversion and Management*, **132**, pp. 372-387.

ANSYS INC., 2018a. *ANSYS Fluent Theory Guide*. 19.2 edn. Canonsburg, PA 15317: ANSYS, Inc.

ANSYS INC., 2018b. *ANSYS Fluent User's Guide*. 19.2 edn. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc.

ASLAM BHUTTA, M.M., HAYAT, N., BASHIR, M.H., KHAN, A.R., AHMAD, K.N. and KHAN, S., 2012. *CFD applications in various heat exchangers design: A review*.

BOBBILI, P.R., SUNDEN, B. and DAS, S.K., 2006. *An experimental investigation of the port flow maldistribution in small and large plate package heat exchangers*.

ÇENGEL, Y.A. and BOLES, M.A., 2011. *Thermodynamics: an engineering approach*. 7th in SI units edn. Boston (Mass.): McGraw-Hill.

DOVIĆ, D., PALM, B. and ŠVAIĆ, S., 2009. *Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry*.

ETEMAD, S. and SUNDÉN, B., 2016. Hydraulic and Thermal Simulations of a Cross-Corrugated Plate Heat Exchanger Unitary Cell. *Heat Transfer Engineering*, **37**(5), pp. 475-486.

FACCI, A.L., SÁNCHEZ, D., JANNELLI, E. and UBERTINI, S., 2015. Trigenerative micro compressed air energy storage: Concept and thermodynamic assessment. *Applied Energy*, **158**, pp. 243-254.

FOCKE, W.W., ZACHARIADES, J. and OLIVIER, I., 1985. *The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers*.

GALEAZZO, F.C.C., MIURA, R.Y., GUT, J.A.W. and TADINI, C.C., 2006. *Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger*.

GULLAPALLI, V.S. and SUNDÉN, B., 2014. CFD Simulation of Heat Transfer and Pressure Drop in Compact Brazed Plate Heat Exchangers. *Heat Transfer Engineering*, **35**(4), pp. 358-366.

HALL, C. and DIXON, S.L., 2013. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Butterworth-Heinemann.

INCROPERA, F.P., 2013. *Principles of heat and mass transfer*. 7th International Student Version edn. Hoboken, NJ: Wiley.

KEIL, F.J., 2018. Process intensification. *Reviews in Chemical Engineering*, **34**(2), pp. 135-200.

KUNDU, P., COHEN, I. and DOWLING, D., 2012. *Fluid Mechanics*.

LUAN, H.B., KUANG, J.P., CAO, Z., WU, Z., TAO, W.Q. and SUNDÉN, B., 2017. CFD analysis of two types of welded plate heat exchangers. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, **71**(3), pp. 250-269.

MARTIN, H., 1996. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. *Chemical Engineering & Processing: Process Intensification*, **35**(4), pp. 301-310.

MILLS, A.F., 1999. *Basic heat and mass transfer*. 2nd edn. Upper Saddle River (NJ): Prentice Hall.

MULEY, A., MANGLIK, R.M. and METWALLY, H.M., 1999. Enhanced Heat Transfer Characteristics of Viscous Liquid Flows in a Chevron Plate Heat Exchanger. *Journal of Heat Transfer*, **121**(4), pp. 1011-1017.

PISTORESI, C., FAN, Y. and LUO, L., 2015. *Numerical study on the improvement of flow distribution uniformity among parallel mini-channels*.

POPE, S.B., 2000. *Turbulent flows*. Cambridge: Cambridge University Press.

PRABHAKARA, R.B., SUNDEN, B., DAS, S.K., LUND UNIVERSITY, HEAT TRANSFER, VÄRMEÖVERFÖRING and LUNDS UNIVERSITET, 2005. An experimental and theoretical investigation of the effect of flow maldistribution on the thermal performance of plate heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, **127**(3), pp. 332-343.

RAO, B.P. and DAS, S.K., 2004. An experimental study on the influence of flow maldistribution on the pressure drop across a plate heat exchanger. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, **126**(4), pp. 680-691.

SERTH, R.W. and LESTINA, T., 2014. *Process heat transfer: principles and applications*. Second edn. Oxford, [England]; Waltham, [Massachusetts]: Academic Press.

STAFF, V.G. and GESELLSCHAFT, V., 2010. *VDI Heat Atlas*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin / Heidelberg.

STRUCHTRUP, H., 2014. *Thermodynamics and Energy Conversion*. 2014 edn. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.

SUNDÉN, B., 2007. Computational Fluid Dynamics in Research and Design of Heat Exchangers. *Heat Transfer Engineering*, **28**(11), pp. 898-910.

VERSTEEG, H.K. and MALALASEKERA, W., 2007. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. 2nd edn. Harlow: Pearson/Prentice Hall.

WANG ET AL., 2007. *Plate Heat Exchangers:*

Design, Applications and Performance. WIT Press.

WHITE, F.M., 2005. *Viscous fluid flow*. 3rd edn. Boston (MA): McGraw-Hill.

YANG, Z., ZHAO, Z., LIU, Y., CHANG, Y. and CAO, Z., 2011. *Convective heat transfer characteristics of high-pressure gas in heat exchanger with membrane helical coils and membrane serpentine tubes*.

ZOHURI, B., 2017. *Compact Heat Exchangers: Selection, Application, Design and Evaluation*. Cham: Springer.